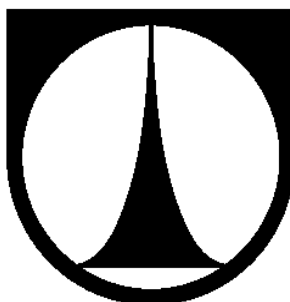


**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

**FAKULTA STROJNÍ**

Katedra vozidel a motorů



**Konstrukce stavebnicového rámového systému pro účely  
mechanických zkoušek karoserie**

The construction of the modular frame system for mechanical testing body

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

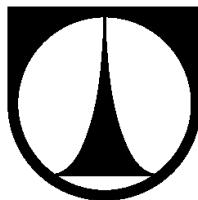
Jan Fryc

Květen 2012

**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor 2302 R022

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Dopravní stroje a zařízení

**Konstrukce stavebnicového rámového systému pro účely  
mechanických zkoušek karoserie**

The construction of the modular frame system for mechanical testing body

**Bakalářská práce**

**KVM – BP – 281**

**Jan Fryc**

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Pavel Brabec, Ph.D., TU v Liberci, KVM

Konzultant bakalářské práce: Ing. Květoslav Zdražil, Škoda Auto a.s.

Počet stran: 51

Počet obrázků: 55

Počet příloh: 1

Počet výkresů: 7

Květen 2012

**Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)**

# Konstrukce stavebnicového rámového systému pro účely mechanických zkoušek karoserie

## **Anotace**

Bakalářská práce se zabývá návrhem několika konceptů řešení konstrukce mechanického rámového systému pro statické mechanické zkoušky karoserií. Na základě hodnotové analýzy bude vybrána vhodná varianta a vytvořen konstrukční návrh.

Klíčová slova: Konstrukce, mechanické zkoušky, karoserie, stavebnicový systém

The construction of the modular frame system for mechanical testing body

## **Annotation**

This Bachelor thesis involves the creation of several concepts on how to build the mechanical framing system of a car's body for static mechanical testing. Based on the results of testing and analysis a suitable variant will be chosen and incorporated into the overall design of the car construction process.

Key words: Construction, mechanical testing, car body, assembly system

Desetinné třídění:

Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno : 2012

Archivní označení zprávy:

## Prohlášení k využívání výsledků bakalářské práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím b práce a konzultantem.

V ..... dne .....

.....  
podpis

## Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce panu Ing.Pavlu Brabcovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky k vedení mé bakalářské práce a také společnosti Škoda Auto a.s., která mi vypracování bakalářské práce umožnila. Poděkování patří především mému odbornému konzultantovi panu Ing. Květoslavu Zdražilovi.

Rád bych také poděkoval celé své rodině za jejich trpělivost při mém studijním úsilí.

# Obsah

1 ÚVOD.....	10
2 KAROSERIE VOZIDEL.....	11
2.1 POŽADAVKY A DRUHY KAROSERÍ.....	11
2.1.1 ZÁKLADNÍ POŽADAVKY NA KONSTRUKCI KAROSERIE.....	11
2.1.2 DRUHY KAROSERÍ PODLE VZTAHU K PODVOZKU .....	11
2.1.3 DRUHY KAROSERÍ PODLE VNITŘNÍ STRUKTURY .....	13
2.2 STRUKTURA A MATERIÁLY KAROSERIE.....	13
2.2.1 MATERIÁLY KAROSERIE.....	13
2.2.2 OCEL.....	13
2.2.3 LEHKÉ KOVY – HLINÍK.....	14
2.2.4 PLASTY.....	14
2.2.5 STRUKTURA KAROSERIE .....	15
2.2.6 DEFORMAČNÍ VLASTNOSTI STRUKTURY .....	15
2.2.7 TUHOST STRUKTURY.....	15
3 MECHANICKÉ ZKOUŠKY KAROSERÍ.....	16
3.1 STATICKÉ ZKOUŠKY.....	16
3.1.1 VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ KAROSERIE.....	16
3.1.2 ZATÍŽENÍ KAROSERIE KRUTEM .....	17
3.2 DYNAMICKÉ - ŽIVOTNOSTNÍ ZKOUŠKY .....	18
3.2.1 KONCEPCE PRO SIMULOVÁNÍ PROVOZNÍHO ZATÍŽENÍ VOZIDEL.....	18
3.3 DYNAMICKÉ - NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY .....	21
3.3.1 ČELNÍ NÁRAZ .....	21
3.3.2 BOČNÍ NÁRAZ .....	21
3.3.3 BOČNÍ NÁRAZ NA SLOUPEK VOZU .....	22
3.3.4 STŘET S CHODCEM.....	23
3.3.5 HODNOCENÍ TESTŮ EURO NCAP .....	23
4 KONCEPTY MECHANICKÉHO RÁMU .....	24
4.1 PODMÍNKY KONSTRUKCE .....	24
4.2 KONSTRUKČNÍ SYSTÉM „2 – NOHY“ .....	25
4.3 KONSTRUKČNÍ SYSTÉM „4 – NOHY“ .....	25
4.4 PROFILY – MATERIÁLY A VLASTNOSTI .....	26
4.4.1 HLINÍKOVÉ PROFILY .....	27
4.4.2 OCELOVÉ PROFILY.....	28

4.5 KONCEPTY SPOJŮ NOSNÍKŮ.....	30
4.5.1 SPOJE UMOŽŇUJÍCÍ POSUVNÝ POHYB.....	30
4.5.2 SPOJE UMOŽŇUJÍCÍ POSUVNÝ A ROTAČNÍ POHYB.....	32
5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH .....	35
5.1 HODNOTOVÁ ANALÝZA .....	35
5.1.1 KONSTRUKČNÍ PROFILY.....	35
5.1.2 POSUVNÉ SPOJE PROFILŮ .....	36
5.1.3 ROTAČNÍ DRÁŽKOVÝ SPOJ.....	37
5.2 KONSTRUKCE SYSTÉMU.....	38
5.2.1 ROZMĚRY .....	38
5.2.2 ROZPĚTÍ A MONTÁŽ.....	39
5.2.3 SOUČÁSTI SYSTÉMU .....	40
6 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY .....	41
6.1 VÝPOČTY NOSNÍKŮ.....	41
6.1.1 PRŮHYB NOSNÍKU.....	41
6.1.2 OHYB NOSNÍKU.....	42
6.2 VÝPOČET ŠROUBOVÝCH SPOJŮ.....	44
6.2.1 ŠROUBOVÝ SPOJ ROTAČNÍ VAZBY .....	44
7 ZÁVĚR .....	46
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	47
SEZNAM OBRÁZKŮ.....	48
SEZNAM TABULEK.....	49
SEZNAM PŘÍLOH .....	49
PŘÍLOHA 1: TABULKA SOUČÁSTÍ SESTAVY .....	50



## Seznam zkratek a symbolů:

SYMBOL	POPIS	JEDNOTKY
AL	aluminium - hliník	-
$R_{p0.2}$	smluvní mez kluzu	Pa
$R_m$	mez pevnosti	Pa
F	síla	N
$T_{kmax}$	maximální kroutící moment	Nm
$C_k$	torzní tuhost karoserie	Nm/rad
L	délka	m
$\rho$	hustota	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma_o^*$	dovolené napětí v ohybu	Pa
S	plocha průřezu	m <sup>2</sup>
J	moment setrvačnosti	m <sup>4</sup>
$W_o$	modul nosného průřezu v ohybu	m <sup>3</sup>
m	hmotnost	kg
E	modul pružnosti v tahu	Pa
V;H	výška	m
$Y_{max}$	maximální průhyb	m
$\sigma_o$	ohybové napětí	Pa
k	součinitel bezpečnosti	-
$\Sigma$	suma všech čísel (součet)	-
€	euro (měna)	-
$M_{omax}$	maximální ohybový moment	Nm
R	reakce	N
C	integrační konstanty	-
i	počet prvků	-
f	součinitel smykového tření	-
$P_h$	stoupání závitu	m
$\alpha$	vrcholový úhel závitu	°
$d_2$	střední průměr šroubu	m
$d_3$	malý průměr šroubu	m
$\gamma$	úhel stoupání závitu	°
$\varphi_z$	třecí úhel závitu	°
$M_u$	utahovací moment	Nm
$M_{zu}$	odporový moment v závitu	Nm
$\sigma_t$	tahové napětí	Pa
$\tau_k$	napětí v krutu	Pa
$\sigma_e$	ekvivalentní napětí	Pa
$W_k$	modul nosného průřezu v krutu	m <sup>3</sup>
r	poloměr	m

## 1 ÚVOD

Zkoušení vozidel a jejich částí je v dnešní době odvětví, na které je kladen velký důraz s ohledem na bezpečnost a životnost materiálů, z kterých jsou automobily a jejich karoserie konstruovány. Vozidlo je během svého provozu neustále vystavováno různým vlivům buzení, které mají charakter statického nebo dynamického zatížení a následkem toho jsou jednotlivé díly vozu namáhány ohybem, krutem a vibracemi. Karoserie a její části je tak potřeba dimenzovat, aby tyto deformace způsobené běžným provozem byly schopny bezpečně absorbovat a docházelo jen k elastickým deformacím, které nemají vliv na trvalé poškození materiálu. Ke zkoušení vozidel slouží nejrůznější zkušebny, které podle účelu zatěžují automobily požadovanými silami a věrně tak simulují provozní podmínky, kterým jsou automobily vystaveny v provozu.

Mezi nejrozšířenější zkoušky vozidel patří zkoušky mechanické, které zkoumají především pevnost a tuhost jednotlivých částí a dílů karoserie. Většinou je zatěžující síla vyvolána pneumatickým nebo hydraulickým systémem, který je uchycen k nosné konstrukci obklopující zkoušený díl a působí na něj danou statickou nebo dynamickou silou. Konstrukční lavice tedy musí být dostatečně tuhá aby byla schopna bezpečně zajistit působení síly a vykazovala tak co nejmenší vychýlku vůči poloze, ve které působí, jelikož je žádoucí, aby dosahovala co nejmenších hodnot průhybu a ohybu a tím bylo měření co nejpřesnější.

Cílem této bakalářské práce je návrh konstrukce stavebnicového mechanického rámového systému sloužícího pro zátěžové statické zkoušky karoserií vozidel a jejich částí. Maximální zatěžující síla byla stanovena na 20 kN. Konstrukce má být navržena především s ohledem na mechanické vlastnosti, montážní podmínky, pořizovací cenu a variabilitu přestavby. Systém, který bude obklopuvat celý automobil (jeho nohy budou rozmístěny kolem vozu) by měl umožnit plynulé nastavení působíště síly ve třech směrech a zároveň rotaci kolem osy v rozpětí 360°. V práci bude navrženo několik konceptů mechanického rámu a na základě hodnotových analýz vycházejících s výše popsanych kritérií vybrán jeden koncept, pro který bude vytvořen konstrukční návrh. Systém má sloužit automobilce Škoda Auto a.s.



*Obr. 1 –Příklad systému pro mechanické zkoušky [1]*



## 2 KAROSERIE VOZIDEL

### 2.1 POŽADAVKY A DRUHY KAROSERÍ

Karoserie jako prvek automobilu je jedna z jeho nejdůležitějších konstrukčních skupin. Hlavním účelem karoserie je bezpečný a pohodlný převoz osob a nákladu a také nutnost zabezpečit ochranu cestujících proti nepříznivým vnějším vlivům. Karoserie se navrhuje s ohledem na aktivní (opatření, která zabraňují vzniku dopravní nehody) a pasivní (opatření ke zmírnění následku nehody) bezpečnost. V této kapitole se budeme zabývat obecně osobními karoseriemi vozidel.

#### 2.1.1 ZÁKLADNÍ POŽADAVKY NA KONSTRUKCI KAROSERIE

Požadavky na karoserie vozidel jsou voleny s ohledem nejen na vzhled a funkčnost, ale především s důrazem na bezpečnost provozu, ochranu a pohodlí posádky vozu. Aktivní a pasivní bezpečnost je ve velké míře ovlivněna právě konstrukcí karoserie. Hlavní požadavky na konstrukci karoserie jsou:

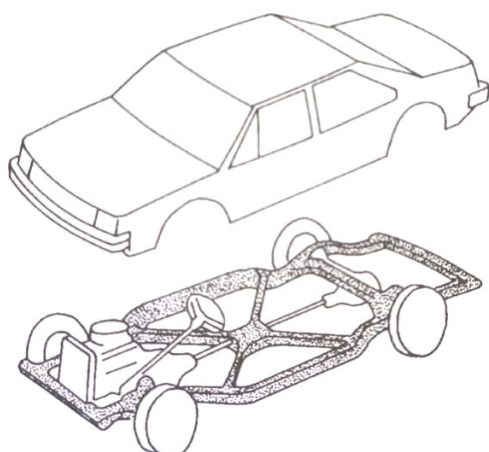
- Ochrana cestujících a nákladu před vnějšími vlivy
- Bezpečný výhled z vozidla ve všech směrech
- Komfort cestujících (omezení hluku, tepelná pohoda přepravovaných osob, omezení vibrací, dosažitelnost ovládacích prvků řidičem, estetika interiéru, apod.)
- Účelnost tvaru a provedení karoserie
- Aerodynamická stabilita (nízký součinitel aerodynamického odporu)
- Pasivní bezpečnost karoserie (tuhý skelet s deformačními zónami na přední a zadní vozu, zadržovací systémy)
- Vysoká životnost a spolehlivost (tuhost, pevnost, ochrana proti korozi)

#### 2.1.2 DRUHY KAROSERÍ PODLE VZTAHU K PODVOZKU

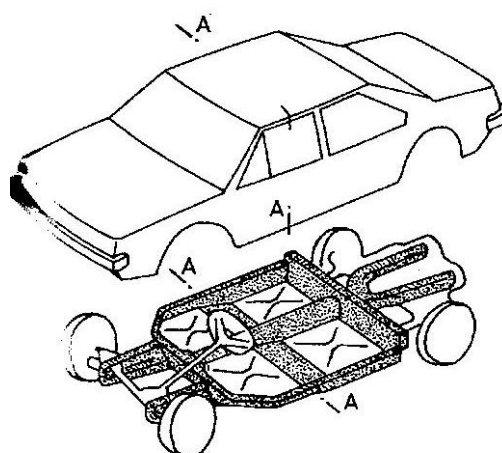
Karoserie z hlediska konstrukce dle vztahu k podvozku rozlišujeme na podvozkové, polonosné a samonosné.

Podvozková karoserie – upevňuje se na rám podvozku a je s ním pružně a rozebíratelně spojena. Podstatná zatížení od sil a momentů absorbuje rám podvozku. Dnes se využívá u nákladních automobilů, přívěsů a návěsů, zřídka se s tímto typem setkáme u automobilů osobních. Výhodou tohoto systému je variabilita rámu, čili využití u více modelů, nevýhodou je vyšší hmotnost, která je dána robustní konstrukcí rámu.

Polonosná karoserie – rám slouží jen k uchycení podvozkových orgánů. Karoserie je s rámem pevně, ale rozebíratelně spojena. U vozů s lehkým obvodovým rámem, který není schopen sám snášet namáhání. Karoserie se zde podílí na pohlčení sil a momentů vznikajících při jízdě.

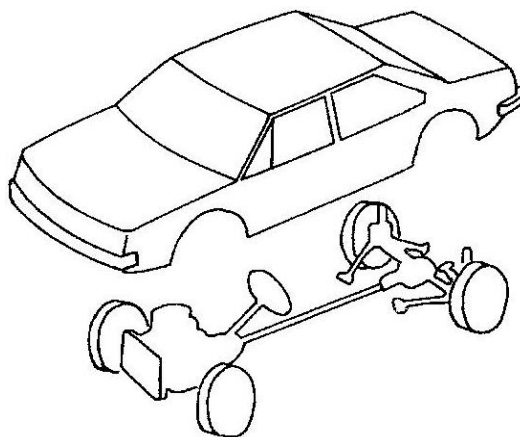


Obr. 2 – Podvozková karoserie [1]



Obr. 3 – Polonosná karoserie [1]

Samonosná karoserie – nemá samostatný rám, karoserie plní nosnou funkci zcela sama. Prvky podvozku jsou ke karoserii připevněny přímo nebo pomocnými rámy k roštu karoserie. Základním rysem je využití její konstrukce jako nosné části nejen pro podvozkové prvky ale i pro namáhání, které vzniká při jízdě. Výhodou samonosné karoserie je levnější výroba a lepší možnost automatizace výroby, zároveň je za hlavní výhodu považována menší hmotnost konstrukce oproti předešlým řešením.



Obr. 4 – Samonosná karoserie [1]



### **2.1.3 DRUHY KAROSERÍ PODLE VNITŘNÍ STRUKTURY**

Karoserie se samostatnou vnitřní kostrou – na kostru se upevňují pevně nebo rozebíratelně vnější a vnitřní panely, které mohou být i z jiného materiálu než je kostra.

Karoserie skořepinové – spojení vnějších a vnitřních panelů je pevné a tvoří nosné profily.

Karoserie kombinovaná – složena z obou předcházejících způsobů. Část karoserie pro řidiče je skořepinová a část pro náklad je tvořena samostatnou vnitřní kostrou (u karoserí typu kombi).

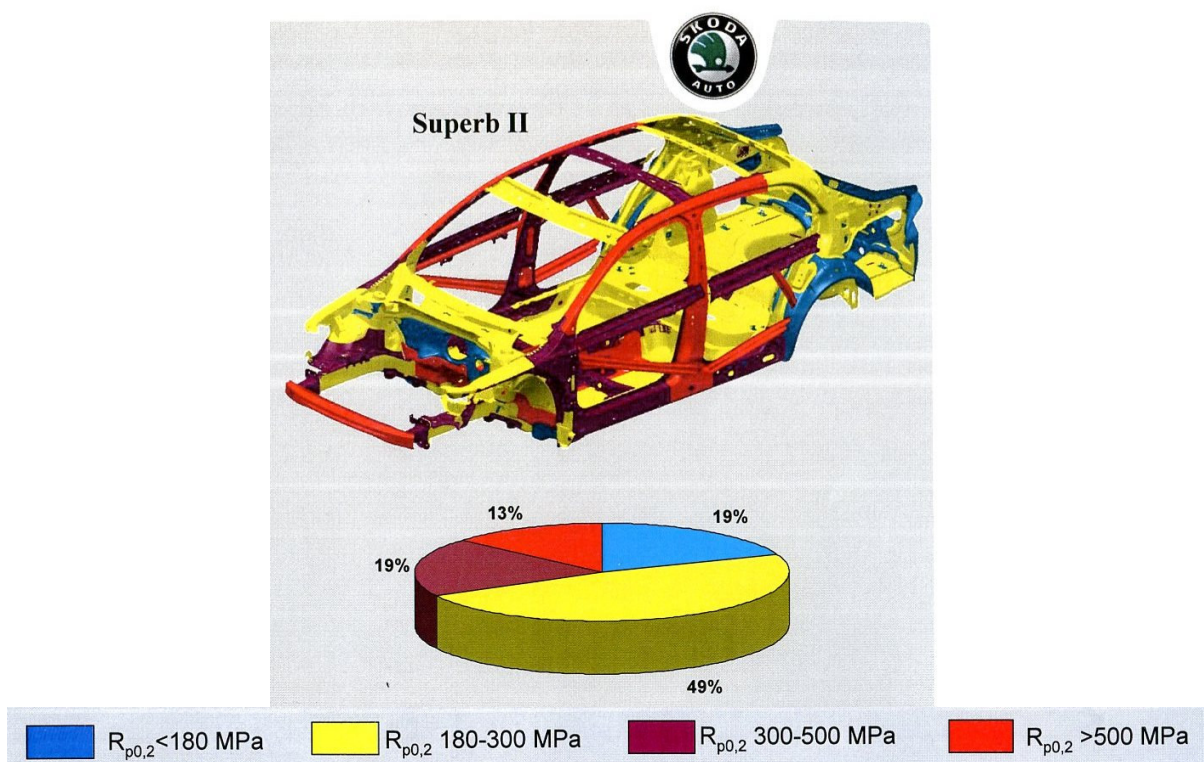
## **2.2 STRUKTURA A MATERIÁLY KAROSERIE**

### **2.2.1 MATERIÁLY KAROSERIE**

Materiály pro konstrukci karoserí vozidel se dají rozdělit do dvou hlavních kategorií - kovové a nekovové materiály. Nejčastějším materiálem jenž tvoří skelet vozu je ocelový plech, z lehkých kovů se stále častěji objevují v konstrukci karoserí slitiny hliníku. Ze skupiny nekovových materiálů se používají plasty. Při volbě materiálu se nejčastěji volí neoptimálnější varianta vzhledem k jeho požadovaným vlastnostem (pevnost, hmotnost) dále s ohledem na technologii výroby a cenu.

### **2.2.2 OCEL**

Karoserie automobilů se v drtivé většině vyrábějí z ocelového plechu, který se vyznačuje vysokou pevností, snadnou tvárností, lehce se spojuje a příznivou cenou. Nevýhodou tohoto materiálu je větší hmotnost a poměrně nízká odolnost proti korozi, kterou lze posílit povrchovou úpravou. Tloušťka plechu se pohybuje mezi 0,6 – 1,5 mm. Ocelové plechy používané pro konstrukci karoserie obsahují určité procento hliníku a dalších prvků (mangan, fosfor), které ovlivňují pevnostní vlastnosti oceli, jenž se porovnává na základě meze kluzu ( $R_{p0.2}$ ) a meze pevnosti ( $R_m$ ). Oceli s vyšší pevností se používají pro konstrukci dílů, které mají za úkol chránit posádku vozu při nárazu (viz obrázek č. 5).



Obr. 5 – Znázornění použití ocelí s odlišnou mezí kluzu  $R_{p0.2}$  při stavbě karoserie [3]

### 2.2.3 LEHKÉ KOVY – HLINÍK

Lehké kovy mají své zastoupení v konstrukci karoserií především pro svojí menší hmotnost oproti oceli. Z této skupiny se nejčastěji používá hliník a jeho slitiny. Technika s názvem ASF (Aluminium-Space-Frame), která slouží ke snižování hmotnosti karoserií se nejvíce uplatňuje u sportovních vozidel, v běžných osobních automobilech se hliníkové slitiny používají např. v oblasti dveří, nosičů, nárazníků nebo u příčných ramen zavěšení přední nápravy (Audi). Nevýhodou tohoto moderního materiálu je menší pevnost, menší absorpce nárazové energie a v neposlední řadě také cena, která je několikanásobně vyšší než u oceli. Výhodou hliníku je již jeho zmíněná lehkost a odolnost proti korozi.

### 2.2.4 PLASTY

Využití plastů při stavbě karoserií neustále roste. Dříve se z plastového materiálu konstruovala především zrcátka, nárazníky a spoilery. Dnes se již používají na výrobu nejrůznějších dílů karoserie včetně kapot, dveří, krytů motorů apod. Počet plastových automobilových součástek neustále roste, mezi nejvýraznější výhody patří nízká hmotnost, odolnost proti korozi, velká tuhost a pevnost. K dosažení ideálních požadovaných vlastností můžeme docílit kombinací dvou a více plastů. Hlavní nevýhodou je především nízká absorpce energie při nárazu, dlouhá a nákladná výroba a obtížná montáž. Mezi nejčastěji užívané plasty v automobilovém průmyslu patří ABS (akrylnitrid-butadien styrol), PVC (polyvinylchlorid), PE (polyetylen), PP (polypropylen), PA (polyamid), PS (polystyrén).

### 2.2.5 STRUKTURA KAROSERIE

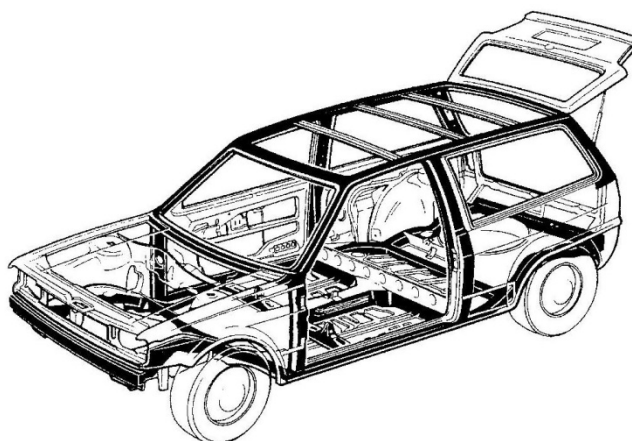
Struktura karoserie je volena a konstruována především ve vztahu k pasivní bezpečnosti vozidla, tedy tak, aby zaručovala maximální bezpečí osob ve vozidle v případě nárazu. Nosná struktura vozidla při své deformaci nesmí překročit mezní limity zpoždění člověka, ale zároveň nemůže být nosná struktura deformována tak, aby byl při nárazu narušen vnitřní prostor vozu. [1]

### 2.2.6 DEFORMAČNÍ VLASTNOSTI STRUKTURY

Hlavní deformační zóny k pohlcení nárazové energie jsou umístěny v přední a zadní části vozu. Na boku automobilu je umožněna absorpce pouze malé energie. V běžném provozu se nejčastěji při dopravních nehodách setkáváme s čelními nárazy, proto je na provedení a zkoušení čelních částí vozu kladen největší důraz. „Čelní struktura soudobého osobního automobilu je obvykle tvořena dvěma podélnými nosníky, které jsou při čelním nárazu zatěžovány převážně ve směru podélné osy vozidla.“<sup>1</sup> Zadní část vozu je konstruována na menší nárazové síly, což platí převážně pro vozy s motorem uloženým vpředu. Testování vlastností automobilů při nárazu se provádí statickými a dynamickými zkouškami. Pro čelní nárazy se dnes volí konstrukční prvky s ohledem na chodce tj. prvky, které se při nárazu zlomí nebo prolomí.

### 2.2.7 TUHOST STRUKTURY

Strukturu karoserie můžeme rozdělit do dvou skupin – na spojovací prvky (střecha, boční díly, části podlahy) a nosné prvky (sloupky, podélníky, příčninky...). Tuhost struktury je velmi důležitá na ochranu cestujících při nehodě. Například konstrukce střechy musí být dostatečně tuhá, aby při převrácení vozu zajistila dostatečný prostor uvnitř kabiny. Dosažení požadované tuhosti se mnohdy docílí vyztužením dané oblasti. Jako názorný příklad slouží boky automobilu, kde je při bočním nárazu (strom, sloup) velká pravděpodobnost úrazu (malé deformační zóny). [1]



Obr.6 – Struktura vozidla Volkswagen Polo (1999) [1]

<sup>1</sup> Vlk, F.: Karosérie motorových vozidel. 1.vydání Brno, Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. 243 s. ISBN 80-238-5277-9, strana 157

### 3 MECHANICKÉ ZKOUŠKY KAROSERÍÍ

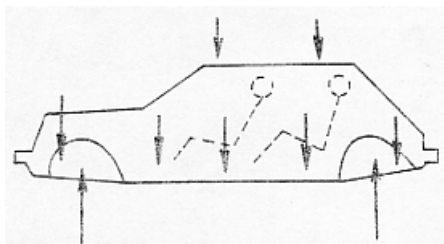
Každé vozidlo je během provozu zatěžováno statickými a dynamickými silami, které nesmí plasticky porušit karoserii vozu. Každý automobil před uvedením do provozu je podroben statickým a dynamickým zkouškám s ohledem na pevnost a tuhost karoserie a zároveň s ohledem na pasivní bezpečnost vozu, kterou posuzují tzv. Crash-testy.

#### 3.1 STATICKÉ ZKOUŠKY

Při běžném provozu je karoserie vozu namáhána nejenom dynamicky, ale i staticky. Všechny její díly musí být zatěžovány pod hodnotou meze kluzu, aby nedošlo k trvalým plastickým deformacím. Statické zkoušky slouží jako základní ukazatel tuhosti a pevnosti karoserie při statickém zatěžování. Požadavkem na konstrukci karoserie je samozřejmě docílit co nejmenší hmotnosti při vyrovnaném napětí pod mezí kluzu. Hlavní metodou pro analýzu statických napětí je metoda konečných prvků (MKP).

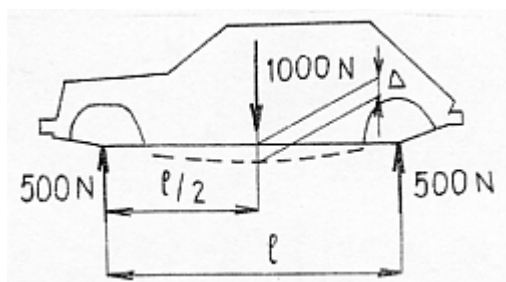
##### 3.1.1 VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ KAROSERIE

Vertikální statické zatížení je tvořeno hmotností vlastního vozu (karoserie, motor, příslušenství atd.) včetně tíhy posádky a jejich zavazadel. Tyto síly působí v příslušných působíštích a jsou v rovnováze s vertikálními silami působící od vozovky přes kola na karoserii vozu (za klidu). Toto zatížení je považováno za symetrické a způsobuje ohyb karoserie.



Obr.7 – Schéma vertikálního zatížení [4]

Pro tento druh zatížení se vykonává statická zkouška svislým ohybem, pro kterou platí u různých výrobců různé předpisy. Nejčastěji se však jedná o podepření karoserie v rovině obou náprav a v polovině rozvoru se karoserie zatíží silou 1000 N. U této zkoušky se měří průhyb, který je hlavním ukazatelem tuhosti. U dnešních vozidel prakticky všech délek rozvoru se hodnota průhybu pohybuje okolo  $\Delta \cong 0,1$  mm.



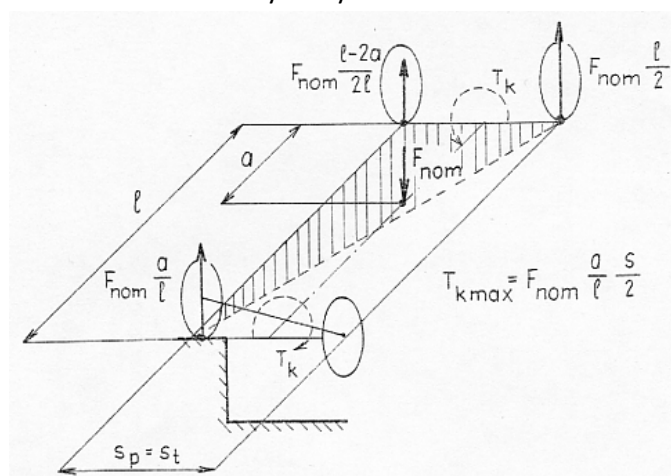
Obr.8 – Vertikální průhyb při statické zkoušce [4]



### 3.1.2 ZATÍŽENÍ KAROSERIE KRUTEM

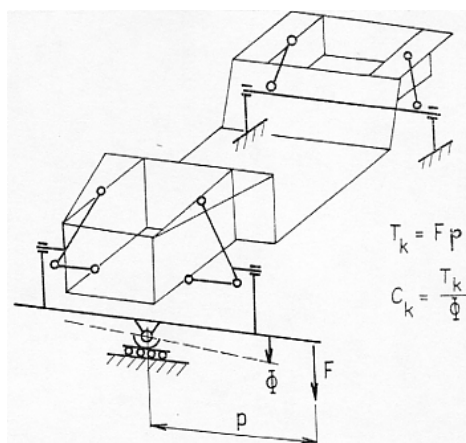
Zatížení krutem je jedno z nejvíce nepříjemných deformací karoserie. Vzniká především při najetí jednoho kola na výstupek nebo nerovnost vozovky. „Maximální statický krouticí moment  $T_{kmax}$  [Nm] na karoserii vznikne při úplném odlehčení jednoho kola.“<sup>2</sup> Výskyt takového jevu je však v běžném provozu téměř nemožný. Avšak i pro tuto situaci musí konstrukce automobilu splňovat náležité stanovy:

- V žádné části karoserie nesmí dojít k překročení meze kluzu a tím vzniku trvalých deformací.
- Zasklení vozu musí být provedeno tak, aby nedošlo při namáhání krutem k jeho porušení.
- Dveře a víka karoserie nesmí být deformovány tak, aby je nebylo možné bezpečně otevřít a aby se při deformaci krutem neotevřely samy.



Obr.9 – Schéma zatížení krutem [4]

Krutová zkouška karoserie se provádí tak, že jedna náprava se upne do rámu zkušebního stroje a zátěžné síly se vnáší přes zablokovanou soustavu zavěšení a pérování. Druhá náprava je zkrucována okolo otočného čepu, jemuž je umožněn i volný boční posuv. Při této zkoušce se měří zkroucení karoserie mezi nápravami ( $\phi$ ) pro daný krouticí moment  $T_k$  a průběh tohoto zkroucení podél karoserie.



Obr.10 – Měření krutové tuhosti [4]

<sup>2</sup> Milan Apetaur, Miroslav Hanke, Zdeněk Kejval, Milan Rost : Karosérie. Ediční středisko ČVUT Praha 1985. 150 s., strana 75-76

Torzní tuhost surové karoserie  $C_k$  [Nm/rad (deg)] dnešních vozidel:

- $C_k \cong 17000$  až  $22000$  Nm/deg pro vozidla s rozvorem  $l \cong 2600$  mm;
- $C_k \cong 22000$  až  $28000$  Nm/deg pro vozidla s rozvorem  $l \cong 2800$  mm;
- $C_k \cong 28000$  až  $40000$  Nm/deg pro vozidla s rozvorem  $l > 3000$  mm.

Obecně jsou na tórní deformace náchylnější automobily s typem karoserie kabriolet, které mají otevřenou střechu a tudíž karoserie jako celek nedosahuje takové tuhosti jako vozidla s pevnou střechou. Mnohem větší význam hraje zkrucování karoserie u užitkových vozidel, u kterých vzhledem k velké výšce těžiště a velké hodnotě odstředivé síly dochází ke krutu i při zatáčení.

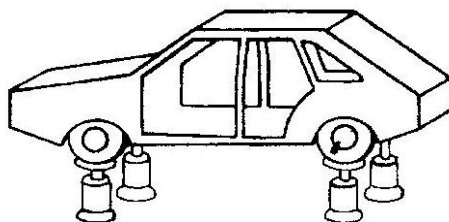
## 3.2 DYNAMICKÉ - ŽIVOTNOSTNÍ ZKOUŠKY

Při běžném provozu je automobil a jeho karoserie namáhána především dynamicky od nerovností vozovky. Toto zatížení se simuluje v laboratořích, kde může být namáhání vyvoláno silou s konstantní amplitudou, uměle generovanou náhodnou funkcí nebo průběhem síly, která odpovídá skutečnému provozu. Pevnost a tuhost karoserie je také možné simulovat jízdami zkouškami na zkušebních polygonech se speciálním povrchem, který způsobuje zvýšené namáhání náprav, rámu a karoserie, a tím zkracuje dobu potřebnou ke zkoušení.

### 3.2.1 KONCEPCE PRO SIMULOVÁNÍ PROVOZNÍHO ZATÍŽENÍ VOZIDEL

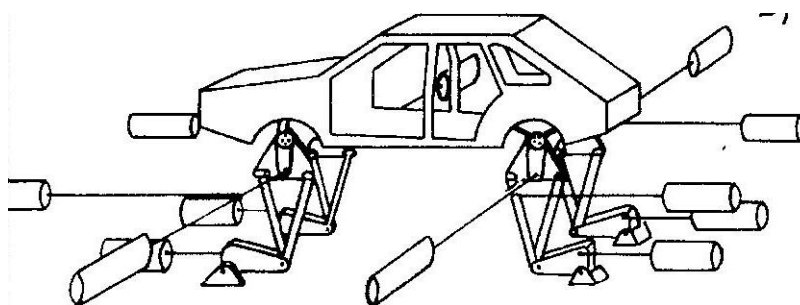
Síly, které se přenáší přes kolo nápravy na karoserii mohou být podle typu svislé, podélné a příčné. Při přejezdu nerovností vznikají síly, které lze rozložit na složku vodorovnou a svislou. Jejich velikost záleží na rychlosti vozidla. Při zatáčení je na vozidlo vyvinuta síla odstředivá, která vyvolá boční reakce působící jako třecí síly mezi koly a povrchem vozovky. Při akceleraci nebo brzdění vzniká mezi kolem a vozovkou podélná reakce. V laboratořích se toto víceosé namáhání provozuje na různých zkušebních systémech, které se liší především ve způsobu upnutí vozidla k rámu a na počtu směrů, kterými lze šířit zatížení.

- A. Vozidlo je uloženo pneumatikami na čtyři hydraulické pulzátory, které simulují jízdu po nerovnostech. Zatížení je konáno pouze ve svislém směru. Využívá se především elektrohydraulických zatěžovacích systémů. Konstrukce tohoto systému je velmi jednoduchá, neumožňuje však simulovat boční a podélné namáhání. [2]



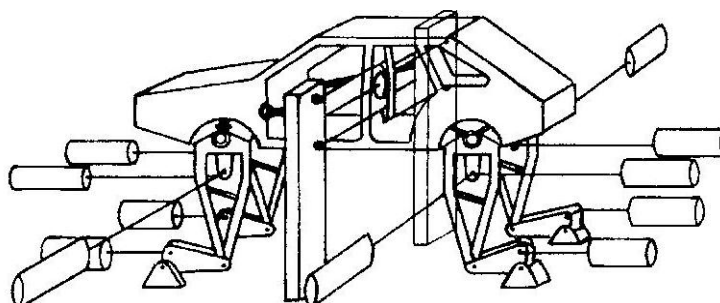
Obr.11 – Koncepce pro simulování provozního zatížení automobilu A [2]

- B. Vozidlo je upevněno v místech uchycení kol automobilu a zatěžovací jednotky simulují pohyb ve všech třech směrech (svisle, podélně a bočně). Zatížení je docíleno hydropulzátory, pro svislý pohyb je použit třmen s pákou, pro boční a podélné síly jsou připojena táhla hydropulzátorů. Tento způsob je nejmodernější a umožňuje kmitání karoserie. [2]



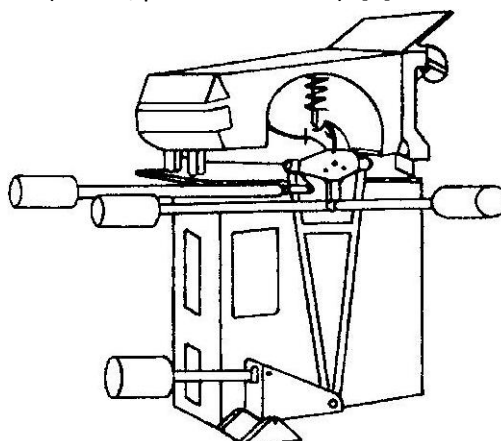
Obr.12 – Koncepce pro simulování provozního zatížení automobilu B [2]

- C. Vozido je opět upevněno v místech uchycení kol ke karoserii a zatížení působí čtyřmi tříosými zatěžovacími jednotkami. Při této simulaci je vozidlo zachyceno v podélném a bočním směru, takže je možno simulovat nízkofrekvenční boční a podélné namáhání. [2]



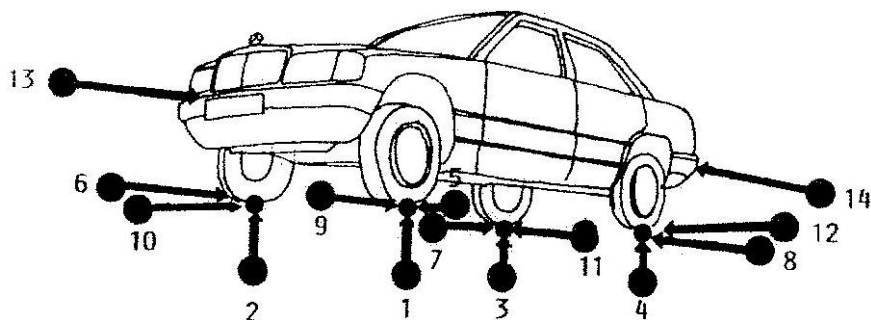
Obr.13 – Koncepce pro simulování provozního zatížení automobilu C [2]

- D. Karoserie je upoutána v oblasti prostoru pro cestující. Síly na nápravu jsou přenášeny stejně jako v předchozím případě a dochází tak k namáhání přední popř. zadní nápravy. Nevýhodou této varianty je nemožnost kmitání karoserie a nevznikají tak reakční síly od prvků připojených ke karoserii (motor, převodovka atd.). [2]



Obr.14 – Koncepce pro simulování provozního zatížení automobilu D [2]

Příklad zařízení pro životnostní zkoušky



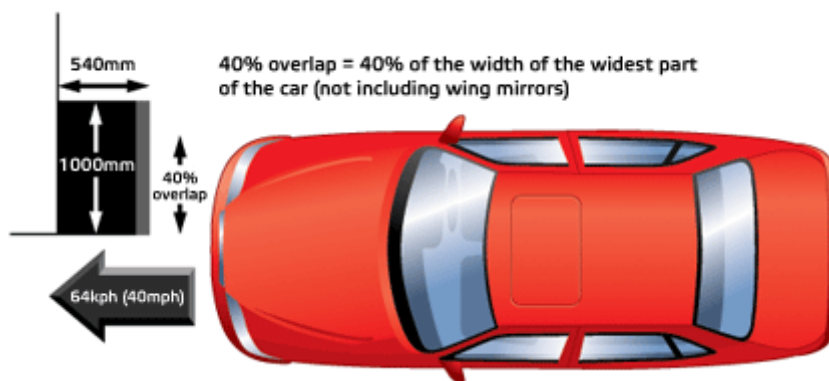
Obr.15 – Schématické znázornění 12 kanálového servohydraulického zkoušení životností karoserií: 1 až 4- svislé válce; 5 až 8 – boční válce; 9 až 12 – podélné válce; 13 a 14 – válce k zakotvení karoserie [2]

### 3.3 DYNAMICKÉ - NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY

Dynamické zkoušky vozidel se provádí za účelem ochrany posádky vozu při nárazu do překážky. Posuzují se dva hlavní parametry: velikost prostoru pro přežití a přetížení lidského organismu. Deformace vnitřního prostoru závisí na deformačních charakteristikách nosné konstrukce automobilu a na funkčnosti deformačních zón vozidla. Nárazové testy automobilů (crash-testy) se provádí od roku 1998 nezávislou mezinárodní organizací Euro NCAP, která hodnotí bezpečnost vozidel udílením hvězdiček (maximálně pět).

#### 3.3.1 ČELNÍ NÁRAZ

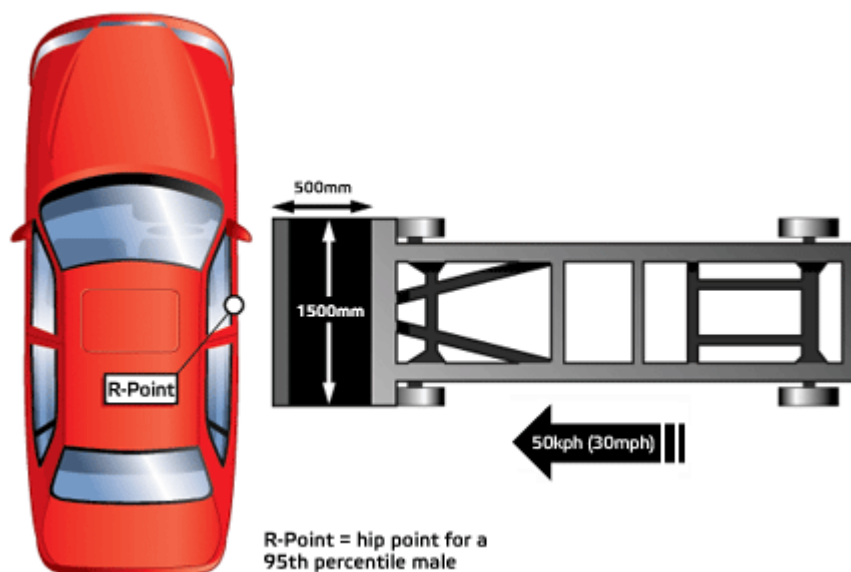
Tato zkouška simuluje čelní střet automobilu s jiným automobilem podobné hmoty s přesahem 40 %. Vozidlo jede rychlostí 64 km/h, rozměry bariéry jsou 1000 x 540 mm, tuhost bariéry odpovídá tuhosti přední části průměrného automobilu, čímž je simulován čelní střet dvou vozidel. Homologační zkouška vozidel se uskutečňuje při rychlosti 56 km/h, což znamená, že test Euro NCAP se uskutečňuje při rychlosti o 8 km/h vyšší. Rozdíl deformační energie je však o celých 30% větší než u homologační zkoušky a dokazuje tak náročnost těchto zkoušek.



Obr.16 – Zkouška čelního nárazu vozu Euro NCAP [5]

#### 3.3.2 BOČNÍ NÁRAZ

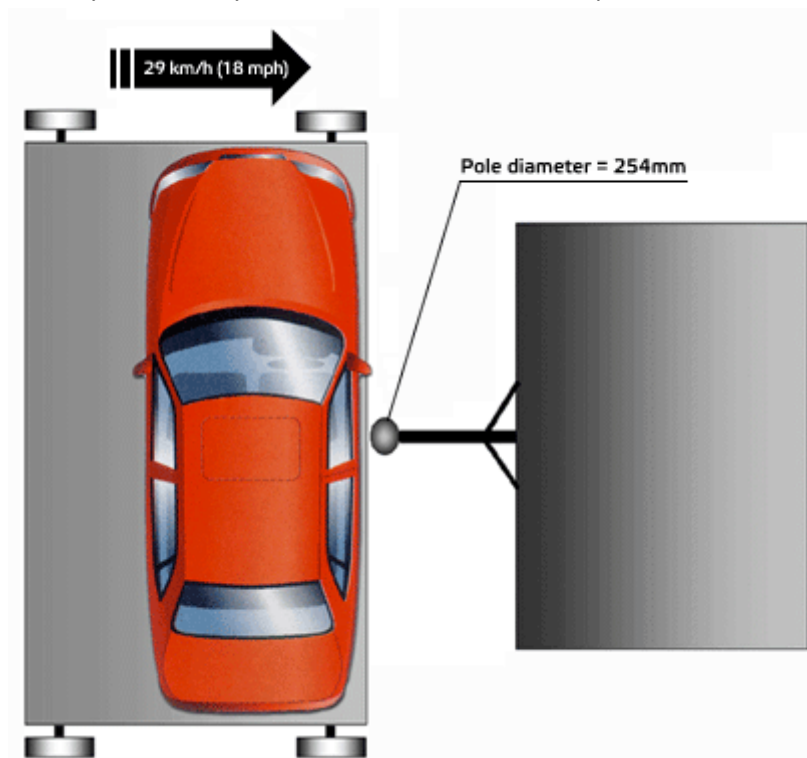
Polovina zranění při dopravních nehodách je způsobeno bočním nárazem, proto se vykonává zkouška bočního nárazu, která tento střet simuluje. Do boku vozu narazí vozík rychlostí 50km/h o hmotnosti 950 kg, který svojí tuhostí odpovídá tuhosti přední části průměrného automobilu.



Obr.17 – Zkouška bočního nárazu vozu Euro NCAP [5]

### 3.3.3 BOČNÍ NÁRAZ NA SLOUPEK VOZU

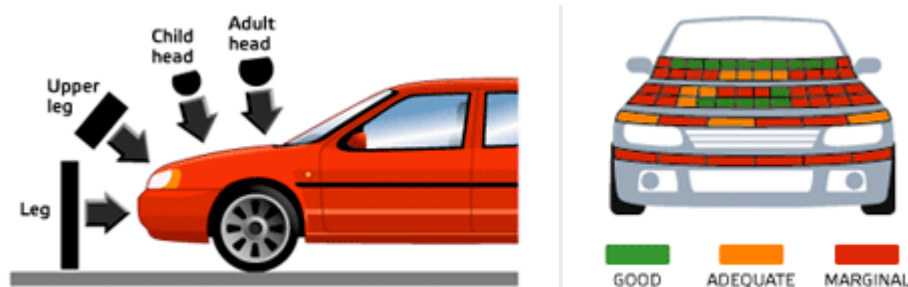
Test, který zjišťuje riziko poranění hlavy cestujících osob. Simuluje náraz na strom, sloup nebo lampu. Při zkoušce se vozidlo pohybuje na vozíku bočně, rychlostí 29 km/h a narazí do pevně stojícího sloupu o průměru 254 mm. Vzhledem k malému průměru překážky dochází k většímu proniknutí do vozu, proto tento test klade vysoké nároky na konstrukci a tuhost boční partie vozu.



Obr.18 – Zkouška bočního nárazu na sloupek vozu Euro NCAP [5]

### 3.3.4 STŘET S CHODCEM

Zkouška simuluje střet vozidla s chodcem při rychlosti 40 km/h. Vyhodnocuje se riziko poranění při kontaktu jednotlivých částí těla s povrchem automobilu. Na přesně určené místo dopadají odpovídající rychlostí a pod stanoveným úhlem tělesa definovaných hmotností a tvarů (tzv. impaktory). Celkem jsou tato tělesa čtyři a simulují spodní část - nohy s kolenem, stehno, hlavu dítěte a hlavu dospělého člověka. Pro každou tělesnou partii se na povrchu vozidla určuje několik bodů a vyhodnocuje se míra rizika poranění v daném místě.



Obr.19 – Zkouška střetu s chodcem Euro NCAP [5]

### 3.3.5 HODNOCENÍ TESTŮ EURO NCAP

Testy Euro NCAP se dělí celkově na čtyři kategorie – ochrana dospělých cestujících, ochrana dětí, ochrana chodců a asistenční systémy. Celková známka udělená Euro NCAP vychází z váženého průměru z výše uvedených kategorií. Každé kategorii uděluje metodika váhu podle relativní důležitosti. Každý rok jsou kritéria pro získání maximálního počtu pěti hvězdiček náročnější.

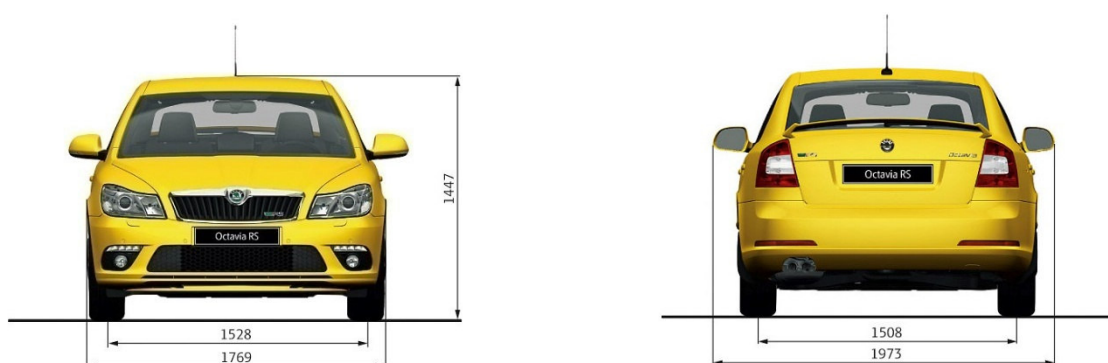


Obr.20 – Logo společnosti Euro NCAP [5]

## 4 KONCEPTY MECHANICKÉHO RÁMU

### 4.1 PODMÍNKY KONSTRUKCE

Jak již bylo napsáno, cílem této práce je navrhnout stavebnicový mechanický rámový systém pro statické zkoušky karoserií automobilů a jejich částí maximální zatěžující silou  $F = 20 \text{ kN}$ . Mechanický rám má být konstruován s ohledem na jeho fyzikální vlastnosti, především na pevnost a tuhost, dále s ohledem na jednoduchou montáž systému a v neposlední řadě musí být brána v úvahu i cena. Konstrukce má být uchycena k podlaze šroubovými spoji M20 s roztečí 250 mm. Z hlediska rozměrů má být mechanický rám dimenzován na vozy značky Škoda, pro které má tato konstrukce sloužit a to především s ohledem na šířku a výšku vozidel.



Obr.21 –Rozměry Škoda Octavia II RS [6]

Model	Šířka [mm]	Výška [mm]
Fabia Combi	1886	1498
Roomster	1897	1607
Octavia RS II	1973	1447
Octavia Combi Scout	<b>2018</b>	1533
Yeti	1956	<b>1691</b>
Superb	2009	1462
Superb Combi	2009	1510

Tabulka č.1 – Rozměry vybraných modelů vozů Škoda

Pozn.: Šířka – rozměr měřen od okrajů vnějších zpětných zrcátek

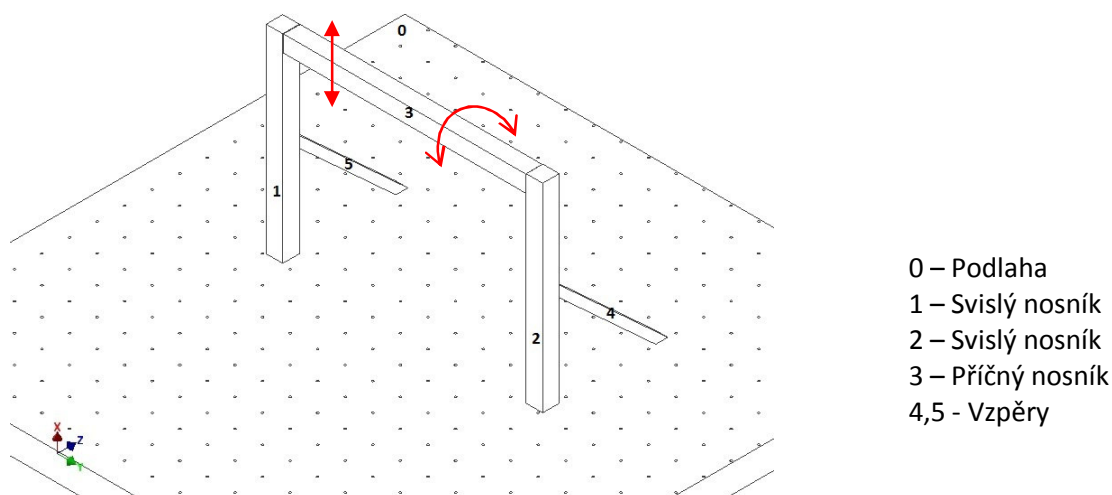
#### Shrnutí hlavních požadavků:

- Rám určen pro statické zkoušky vozidel.
- Maximální zatěžující síla  $F = 20 \text{ kN}$ .
- Uchycení k podlaze prostřednictvím šroubových spojů M20 s roztečí 250 mm.
- Jednoduchá montáž a demontáž systému.
- Optimální pevnostní vlastnosti (ohyb, průhyb).
- Zajištění působení síly pod různým úhlem.
- Cena.



## 4.2 KONSTRUKČNÍ SYSTÉM „2 – NOHY“

Rámový systém má umožnit zástavbu kolem vozu a z jeho částí pneumatickým nebo hydraulickým systémem působit na prvky karoserie statickou silou dané velikosti. Konstrukční systém s označením „2 Nohy“ je zcela jednoduchý. Skládá se pouze ze tří nosníků, které mají umožnit vertikální posun a rotaci kolem osy příčného nosníku (3), aby bylo dosaženo požadovaných podmínek konstrukce. Pro zachycení horizontální síly jsou zapotřebí vzpěry, které pomůžou pohltit deformace způsobené tímto zatížením. Rozměry systému jsou dány tak, aby bylo možné bezpečně manipulovat s konstrukcí kolem vozu, okolo kterého bude systém postaven.

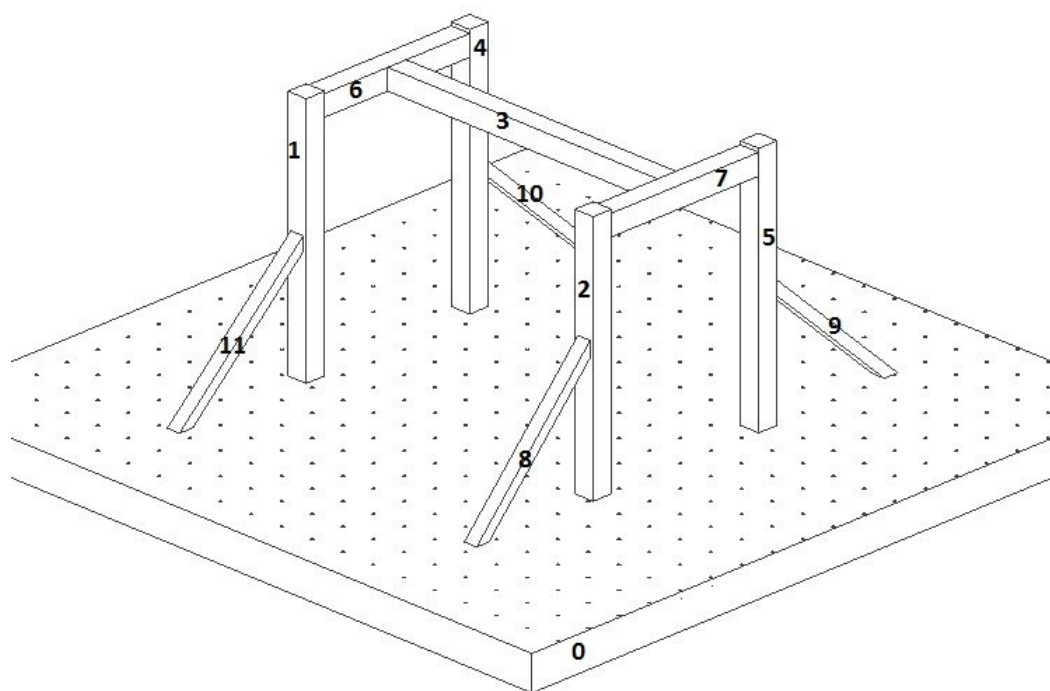


Obr.22 –Koncept mechanického rámu „2 Nohy“ se vzpěrami

Cílem tohoto systému je umožnit příčnému nosníku (3) svislý pohyb a zároveň rotaci kolem své osy, vzpěry mají docílit stabilizování systému, a to především v případě, že síla bude působit ve vodorovném směru.

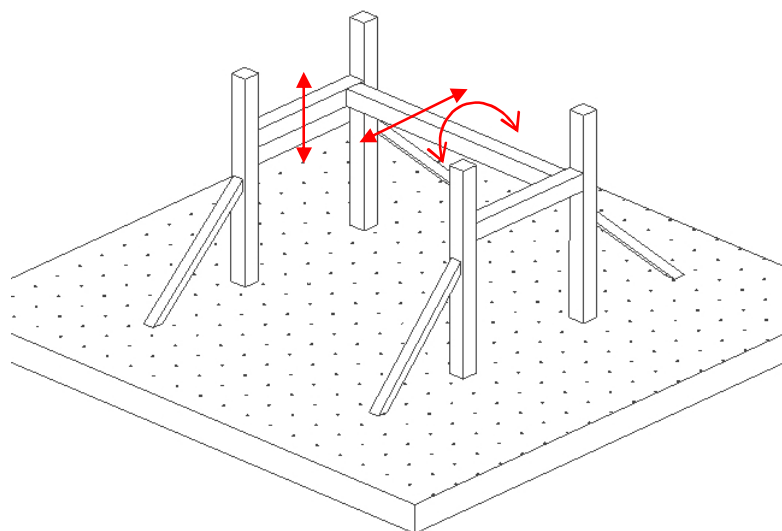
## 4.3 KONSTRUKČNÍ SYSTÉM „4 – NOHY“

Mechanický rámový systém s označením „4 – Nohy“ je v podstatě nadstavba předchozí konstrukce, která zahrnovala dva svislé nosníky. Tento koncept obsahuje celkem sedm nosníků, které umožňují pohyb ve svislém i vodorovném směru bez nutnosti přestavby konstrukce. Jeho další výhodou je větší variabilita pro tvoření různých tvarů konstrukce podle potřeby.



Obr.23 –Koncept mechanického rámu „4 - Nohy“ se vzpěrami

0 – Podlaha; 1,2,4,5 – Svislý nosník (umožňuje pohyb ve svislém směru); 6,7 – Podélný nosník (umožňuje pohyb ve vodorovném směru, podél vozu); 3 – Příčný nosník (zajišťuje vedení po celé své délce a zároveň rotaci kolem své osy); 8,9,10,11 – Vzpěry (stabilizují systém, především při působení vodorovné síly)



Obr.24 –Příklad přestavby „4 – Nohé“ konstrukce

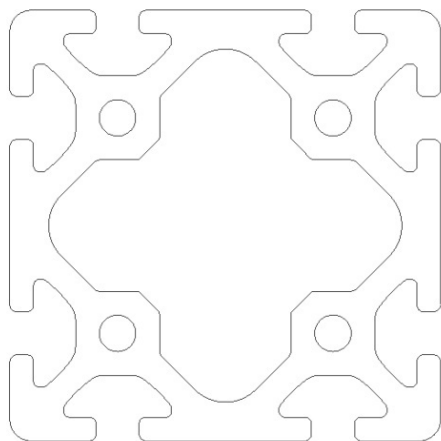
#### 4.4 PROFILY – MATERIÁLY A VLASTNOSTI

Hlavní stavební prvek při konstrukci mechanického rámového systému tvoří profily, jejich tvar a materiál. Nosníky mají za úkol pohltit deformační napětí vzniklé působením síly. Mechanické vlastnosti profilů mají konečný vliv na průhyb a ohyb celé konstrukce při různých zatíženích. Je žádoucí, aby tyto veličiny vykazovaly co nejmenší hodnotu. Zároveň však musíme přihlížet k ceně

materiálů a k manipulaci nosníků při montáži (hmotnost). Nejvhodnější kandidáti z dostupných profilů jsou nosníky materiálů konstrukčních ocelí a slitin hliníku.

#### 4.4.1 HLINÍKOVÉ PROFILY

Hliníkové profily nachází uplatnění v konstrukcích stále častěji, kdy nahrazují jiné materiály, které se používaly dříve. Nejvíce se uplatňují slitiny hliníku AlMgSi. Jejich největší výhodou je korozivzdornost, dobrá tvářitelnost, výroba různých tvarů, dobrá obrobitelnost, lehkost a pevnost. Samozřejmě jejich největší nevýhodou je cena a oproti oceli horší mechanické vlastnosti, tudíž jsou více náchylné na ohyb a průhyb, i když v dnešní době i tuto vlastnost neustále zlepšují. Hliníkovými profily se zabývá na našem trhu několik firem. Zvolil jsem profil z katalogu společnosti ALUTEC K&K a.s. o rozměrech 120 x 120 mm.



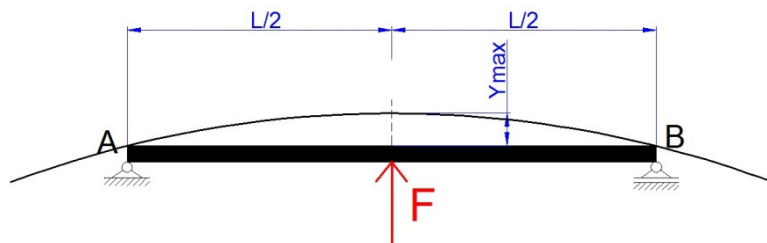
Obr.25 – Alu profil 120 x 120 mm

##### Vlastnosti materiálu dané výrobcem

Materiál:	AlMgSi0.5F25
Hustota:	$\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$
Mez pevnosti:	$R_m = 245 \text{ MPa}$
Mez kluzu:	$R_{p0.2} = 195 \text{ MPa}$
Dovolené napětí v ohybu	$\sigma_o^* = 120 \text{ MPa}$
Modul pruž. v tahu:	$E = 70\,000 \text{ MPa}$
Plocha průřezu:	$S = 60,4 \text{ cm}^2$
Moment setrvačnosti	$J = 948 \text{ cm}^4$
Modul nosného průřezu	$W = 159 \text{ cm}^3$
Hmotnost	$m = 16,3 \text{ kg/m}$

##### Průhyb nosníku

Maximální průhyb nosníku vzniká při působení maximální síly přesně uprostřed. Délka nosníku je zvolena hodnotou  $L = 2,1 \text{ m}$ . V tabulce je dále znázorněno také maximální ohybové napětí a koeficient bezpečnosti, který vyjadřuje poměr mezi mezním a deformačním napětím. Na obrázku (obr.26) je schéma zatížení nosníku, níže tabulka vypočtených hodnot pro toto zatížení.



Obr.26 – Průhyb vodorovného nosníku

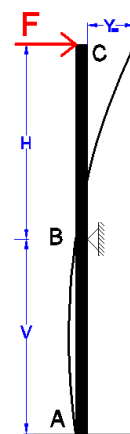
Profil	Materiál	$\sigma_o^*$ [MPa]	L [m]	F [N]	E [MPa]	$Y_{max}$ [mm]	$\sigma_o$ [MPa]	k [-]
ALU 120 x 120	AlMgSi0.5F25	120	2,1	20000	70000	5,02	66,04	2,95

Tabulka č.2 – Hodnoty průhybu vodorovného nosníku ze slitiny hliníku

Maximální průhyb příčného nosníku ze slitiny hliníku o rozměrech 120x120 mm je 5,02 mm. V tomto výpočtu není zahrnuta vlastní tíha nosníku, která by hodnotu průhybu v tomto případě (uvažujeme směr působení svisle dolů, čili reakce působí směrem vzhůru) nepatrně snížila.

### Ohyb nosníku

Nyní vyšetříme tento profil ze slitiny hliníku z hlediska použití ke konstrukci svislého nosníku, kdy je nosník zatížen na ohyb silou  $F = 20$  kN. Hlavními posuzujícími parametry budou opět maximální průhyb ( $Y_{max}$ ) a ohybové napětí. Budeme uvažovat celkovou výšku nosníku  $A+V = 2$  m. Ideální pozice podpěry je ve výšce  $V = 1,5$  m, pro kterou jsou výsledné parametry uvedeny níže. Detailnější výpočet a přiblížení této problematiky je popsáno v kapitole pevnostních výpočtů.



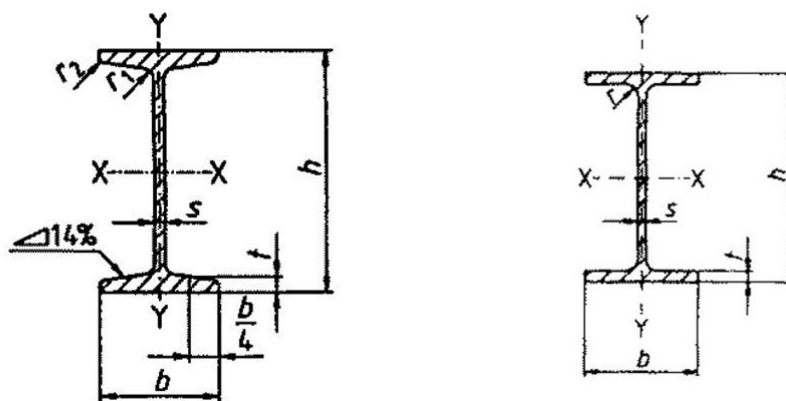
Obr.27 – Svislý nosník s podpěrou

Profil	Materiál	$\sigma_o^*$ [MPa]	F [N]	E [MPa]	V [m]	H [m]	$Y_{max}$ [mm]	$\sigma_o$ [MPa]	k [-]
AL 120 x 120	AlMgSi0.5F25	120	20000	70000	1,5	0,5	-4,08	62,89	1,82

Tabulka č.3 – Hodnoty ohybu svislého nosníku ze slitiny hliníku

### 4.4.2 OCELOVÉ PROFILY

Ocelové profily jsou v dnešní době stále základním prvkem většiny konstrukcí. Pro mechanický rámový systém nejvíce vyhovují profily tvaru I a U, popřípadě profily tvaru IPE. Profily jsou nejčastěji válcovány za tepla a vyráběny z konstrukční oceli s označením dle normy ČSN (např.: 11500 ; 11373). Výhodou ocelových profilů jsou mechanické vlastnosti, které závisí na druhu zvolené konstrukční oceli, cena, svařitelnost a v neposlední řadě také dostupnost. Oproti profilu z hliníku však mají vyšší hmotnost a menší variabilitu spojování s dalšími částmi systému.



Obr.28 –Průřez ocelových profilů I a IPE

### Průhyb nosníku

Stejným výpočtem jako u nosníku ze slitiny hliníku je porovnáno několik ocelových profilů různých rozměrů a materiálů konstrukčních ocelí. Vlastnosti jsou uvedeny v tabulce, v jejímž prvním řádku je pro srovnání uveden hliníkový profil popsán v předešlé kapitole. Uvažovaná délka je opět  $L = 2,1$  m a působící síla 20 kN v polovině vzdálenosti  $L$ , kde průhyb dosahuje maximální hodnoty.

Profil	Materiál dle ČSN	$\sigma_o^*$ [MPa]	$Y_{max}$ [mm]	$\sigma_o$ [MPa]	$k$ [-]	$m$ [kg/m]
ALU 120 x 120	AlMgSi0.5F25	120	5,02	66,04	1,82	16,3
IPE 200	11500	150	0,82	54,12	2,77	22,4
IPE 200	11373	110	0,82	54,12	2,03	22,4
IPE 180	11500	150	1,21	71,92	2,09	18,8
IPE 180	11373	110	1,21	71,92	1,53	18,8
IPE 160	11500	150	1,83	96,33	1,56	15,8
I 200	11373	110	0,74	49,07	2,24	26,2
I 180	11373	110	1,09	65,22	1,69	21,9
U180	11373	110	1,18	70	1,57	22,0
I 160	11373	110	1,70	89,74	1,23	17,9
I 160	11523	150	1,70	89,74	1,67	17,9
I 140	11523	150	2,77	128,21	1,17	14,3

Tabulka č.4 – Srovnání hodnot průhybu nosníků některých ocelových profilů

### Ohyb nosníku

V následující tabulce je uvedeno několik profilů a materiálů, které by bylo možné použít ke konstrukci svislých nosníků namáhaných na ohyb. V prvním řádku je pro srovnání uveden hliníkový profil z kapitoly 4.4.1. Z tabulky je zřejmé, že ocelový profil je vhodnější z hlediska ohybu. Srovnání je zde uvedeno pro variantu, kdy je vzpěra umístěna ve výšce  $V = 1,5$  m. Zatěžující síla je opět 20 kN.

Profil	Materiál dle ČSN	$\sigma_o^*$ [MPa]	V [m]	H [m]	$Y_{max}$ [mm]	$\sigma_o$ [MPa]	k [-]	m [kg/m]
ALU 120 x 120	AlMgSi0.5F25	120	1,5	0,5	-4,08	62,89	1,91	16,3
IPE 200	11500	150	1,5	0,5	-0,66	51,55	2,91	22,4
IPE 200	11373	110	1,5	0,5	-0,66	51,55	2,13	22,4
IPE 180	11500	150	1,5	0,5	-0,98	68,49	2,19	18,8
IPE 180	11373	110	1,5	0,5	-0,98	68,49	1,61	18,8
IPE 160	11500	150	1,5	0,5	-1,48	91,74	1,64	15,8
I 200	11373	110	1,5	0,5	-0,60	46,73	2,35	26,2
I 180	11373	110	1,5	0,5	-0,89	62,11	1,77	21,9
U180	11373	110	1,5	0,5	-0,96	66,67	1,65	22,0
I 160	11373	110	1,5	0,5	-1,38	85,47	1,29	17,9
I 160	11523	150	1,5	0,5	-1,38	85,47	1,76	17,9
I 140	11523	150	1,5	0,5	-2,25	122,10	1,23	14,3

Tabulka č.5 - Srovnání hodnot ohybu svislého nosníku některých ocelových profilů

## 4.5 KONCEPTY SPOJŮ NOSNÍKŮ

Důležitou součástí návrhu je koncept uchycení jednotlivých nosníků mezi sebou tak, aby byl umožněn požadovaný pohyb a rotace nosníků vůči sobě. Tento návrh je především citlivý na zvolený počet šroubových spojů při požadované bezpečnosti. Hlavní důraz se klade na montážní podmínky, estetiku, funkčnost spoje a cenu spojenou s výrobou jednotlivých částí.

### 4.5.1 SPOJE UMOŽŇUJÍCÍ POSUVNÝ POHYB

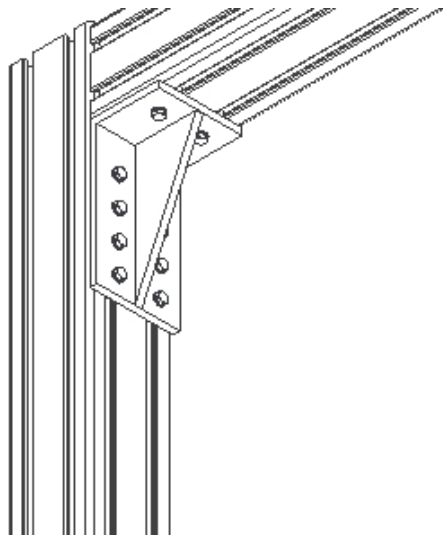
U nosníku ze slitiny hliníku je vedení realizováno šroubovým spojením tvořeným tzv. T-maticí, která je umístěná v drážce nosníku, a šroubem velikosti průměru M12, který tento nosník spojuje s dalšími spojovanými součástmi. Výhodou tohoto spoje je možnost plynulého posuvu v drážce do jakékoliv polohy po celé délce nosníku, nevýhodou je nutnost použití více těchto šroubových spojů, jelikož statická síla  $F = 20$  kN působící na tento spoj je zde zachycena pouze třecí vazbou matice s drážkou. Velké množství různých variant dodává například společnost Alutec K&K a.s. U profilů ocelových (např. I profil) lze spoj realizovat menším počtem šroubových spojů - například velikosti M16, což může být jejich výhoda. Koncepty spojů budou pro oba typy profilů podobné, lišit se můžou pouze počtem šroubových spojů, popřípadě jejich roztečí.



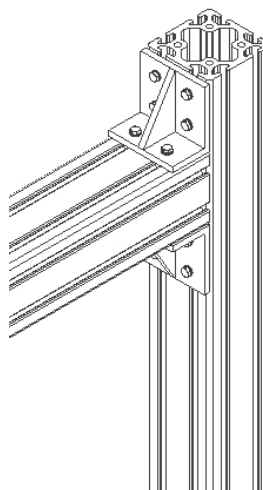
Obr.29 –Řez AL profilu se spojením T-matice + šroub M12

### **Koncepty spojů**

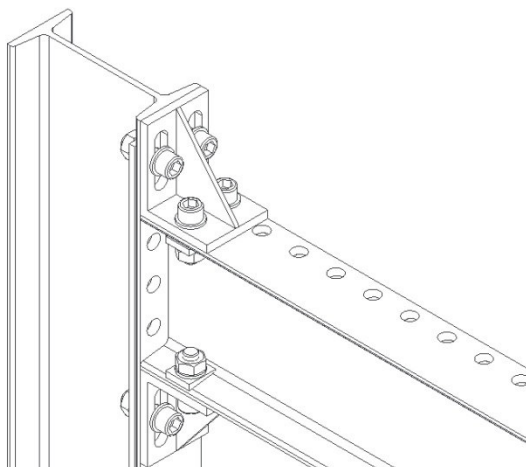
**Úhelníkový spoj (obr.30-32)** – spoj realizován jedním nebo dvěma úhelníky, výhodou je jednoznačně jednoduchost a pohlcení pouze jedné stěny profilu. U ocelové varianty lze plynulým posuvem dosáhnout vytvořením drážek v úhelníku.



*Obr.30 –Úhelníkový spoj*



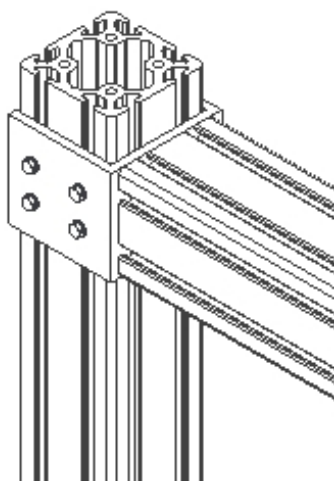
*Obr.31 –2 x Úhelníkový spoj AL*



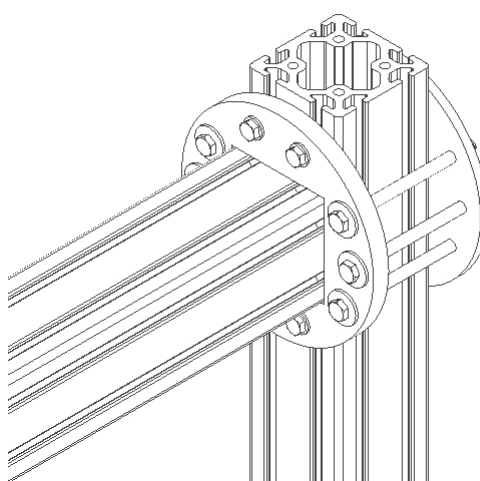
*Obr.32 –Úhelníkový drážkový spoj pro ocel.profilu průřezu I*

**Svařenec (obr.33)** – spoj uskutečněn svařencem tvaru U z konstrukční oceli třídy 11 dle ČSN. Tento typ spoje využije tři stěny svislého nosníku. Oba hliníkové nosníky jsou ke svařenci připojeny šroubovými spoji.

**Šroubový spoj (obr.34)** – tento spoj je tvořen dvěma rotačními deskami, které jsou spojeny šesti šrouby M16. Nevýhodou spoje je složitá montáž při přestavbě sestavy a využití prakticky všech stěn profilu, což je vzhledem k nutnému umístění vzpěry, která potřebuje k upevnění minimálně jednu stěnu nosníku nežádoucí, protože způsobuje nadbytečnou montáž. Připojení vodorovného profilu je opět uskutečněno šroubovými spoji.



Obr.33 –Spoj svařenec tvaru U



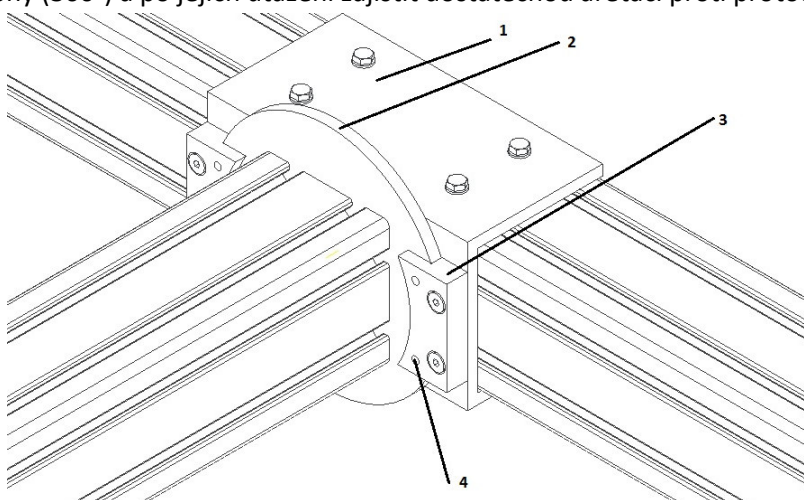
Obr.34 –Šroubový spoj

Při aplikaci těchto spojů u nosníků z oceli je potřeba počítat s cenovými náklady spojenými s děrováním profilu. Čím více děr s menší roztečí tím bude výroba cenově i technologicky náročnější.

#### 4.5.2 SPOJE UMOŽŇUJÍCÍ POSUVNÝ A ROTAČNÍ POHYB

U tohoto spoje je nutné zajistit kromě posuvného pohybu také pohyb rotační, který má za úkol umožnit pohyb kolem osy do jakékoliv polohy. Důraz je zde kladen opět na montážní podmínky. Velikost zachyceného kroutícího momentu bude záviset na typu vazby, která bude pravděpodobně tvořena opět šroubovými spoji.

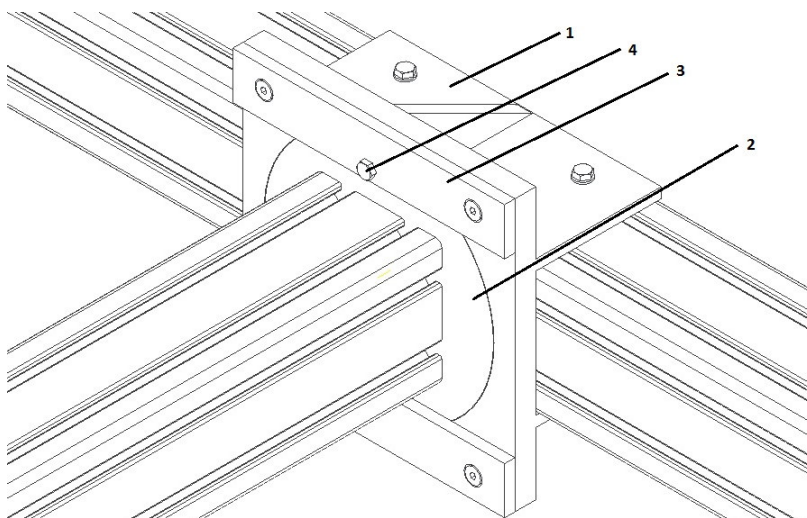
**Rotační uchycení – čelisti:** Spoj se skládá z rotační desky (2), která je přitisknuta ke svařenci (1) a pomocí čelistí (3) je zajištěna proti vypadnutí. Otvary pro šrouby (4) mají umožnit rotaci kolem osy do jakékoliv polohy ( $360^\circ$ ) a po jejich utažení zajistit dostatečnou aretaci proti protočení.



Obr.35 –Rotační spoj nosníků: varianta – čelisti

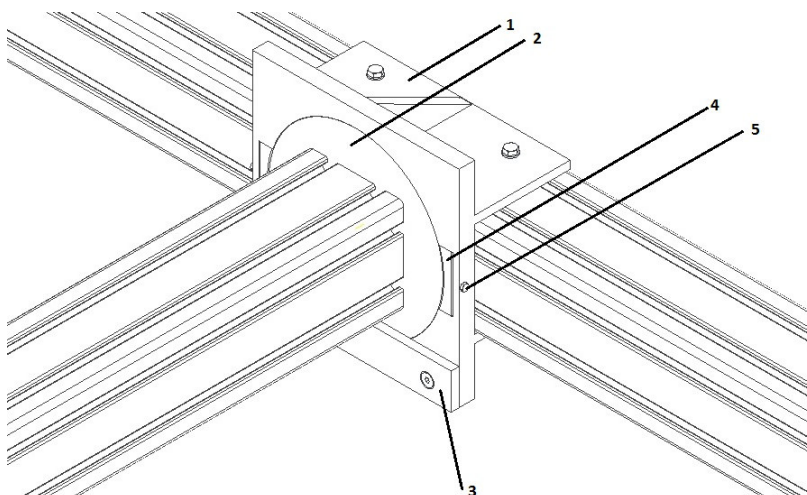


**Rotační uchycení – destičky:** U tohoto spoje zajišťují vylomení kruhové desky (2), která je vložena do svařence (1) destičky (3), které zároveň pomocí šroubu (4) zamezují protočení nosníku. Výhodou tohoto spoje je jednoduchá výroba součástí a snadná montáž.



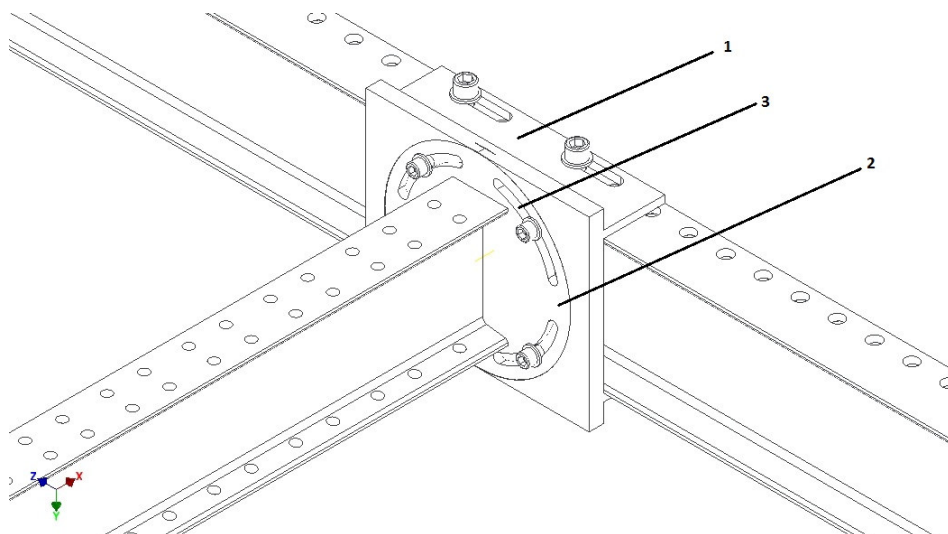
Obr.36 –Rotační spoj nosníků: varianta – destičky

**Rotační uchycení – „brzdy“:** Zde je opět kolo (2) vloženo do svařence (1). Vypadnutí kola je zajištěno destičkou (3) stejně jako v předchozím případě. Avšak protočení kola zde zajišťují „brzdy“ (4), které se v případě aretace nosníku proti protočení utáhnou šroubem (5) příslušným utahovacím momentem a tím dojde k přitisknutí „brzd“ k rotační desce.

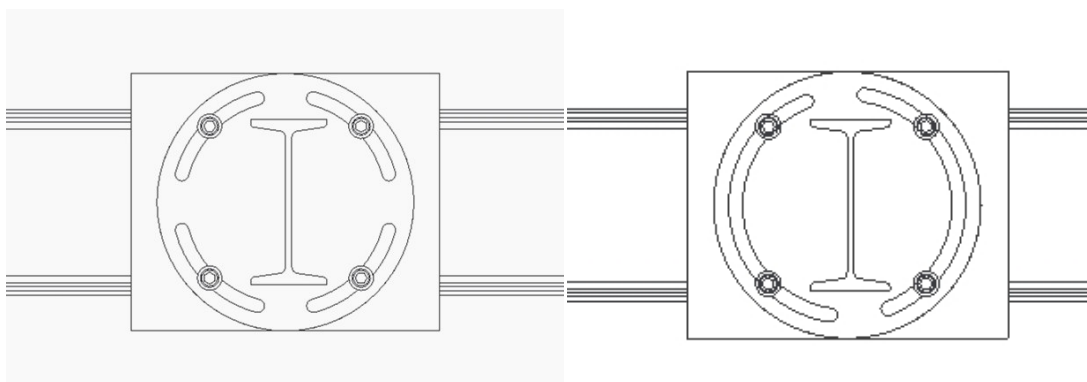


Obr.37 –Rotační spoj nosníků: varianta – „brzdy“

**Rotační uchycení – drážky:** Tato varianta je zobrazena v provedení, kdy jsou spojeny dva ocelové profily průřezu I. Posuvný pohyb je uskutečněn drážkami ve svařenci (1), rozsah je dán roztečí děr vyvrtaných v profilu. Rotační deska (2) je otočná pomocí drážek se šrouby (3), které zároveň zabraňují vylomení desky. Na obrázku je zobrazena varianta se čtyřmi drážkami, avšak lze aplikovat i desku s jiným počtem drážek. Obecně platí, že čím více drážek bude v desce vyfrézováno, tím bude výroba dražší.



Obr.38 –Rotační spoj nosníků: varianta –drážky



Obr.39 –Rotační spoj nosníků - drážkové varianty

Všechny výše uvedené varianty jsou pouze koncepty, jejich přesné konstrukční rozměry se budou ověřovat až při návrhu konstrukce, kdy bude jedna z těchto variant vybrána.



## 5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

### 5.1 HODNOTOVÁ ANALÝZA

Hodnotová analýza má za úkol ukázat, která z posuzovaných variant nejvíce vyhovuje zadaným požadavkům na konstrukci.

#### 5.1.1 KONSTRUKČNÍ PROFILY

V následující tabulce je shrnutí základních rozhodujících kritérií pro určení vhodného konstrukčního materiálu nosníků. Jednotlivá kritéria jsou ohodnocena stupněm důležitosti  $m_i$ , který vyjadřuje váhu tohoto kritéria, v posledním sloupci tabulky jsou jednotlivé materiály ohodnoceny podle jejich skutečných vlastností a platí zde, že čím vyšší hodnocení tím je vlastnost vhodnější. Výsledné číslo určující, který materiál více vyhovuje zadaným podmínkám, je vyjádřeno pomocí vztahu:

$$N_x = \sum_{i=1}^N m_i n_i$$

i	kritérium N	stupeň důležitosti $m_i$	materiál profilu $n_i$	
			slitina hliníku ( $n_h$ )	ocel ( $n_o$ )
1	mech.vlastnosti	5	2	5
2	cena	4	1	5
3	montážní podmínky	4	5	2
4	hmotnost	2	5	3
	<b>Celkem</b>		<b>44</b>	<b>59</b>

Tabulka č.6 -Hodnotová analýza profilů

Hodnotová analýza pro profil ze slitin hliníku:

$$N_H = m_1 n_{1h} + m_2 n_{2h} + m_3 n_{3h} + m_4 n_{4h} = 10 + 4 + 20 + 10 = 44$$

Hodnotová analýza pro profil z oceli:

$$N_O = m_1 n_{1o} + m_2 n_{2o} + m_3 n_{3o} + m_4 n_{4o} = 25 + 20 + 8 + 6 = 59$$

Dle hodnotové analýzy je vhodnější použít pro konstrukci mechanického stavebnicového systému profily z konstrukční oceli. Pro její zvolení převážily především lepší mechanické vlastnosti a příznivější cena. Srovnání cen některých ocelových profilů s profily z hliníkových slitin je uvedeno v tabulce č.7, srovnání mechanických vlastností je uvedeno v tabulce číslo 4 a 5 v kapitole 4.4.2.

Srovnání cen profilů k 22.4.2012			
profil	společnost	cena [kč/m]	řez [kč/ks]
ALU 120x120	Haberkorn Ulmer s.r.o.	3726	290
ALU 120x120	Paletti Profilsysteme	3000 (120€) *	neudáno
I 180 - 11375	Morkus - Morava s.r.o.	366	30
U 180 - 11375	Morkus - Morava s.r.o.	368	30
I 160 - 11375	Morkus - Morava s.r.o.	298	30
I 200 - 11375	Morkus - Morava s.r.o.	469	30
* 1 € = 24,91 Kč (22.4.2012)			

Tabulka č.7 -Srovnání cen vybraných profilů k 22.4.2012

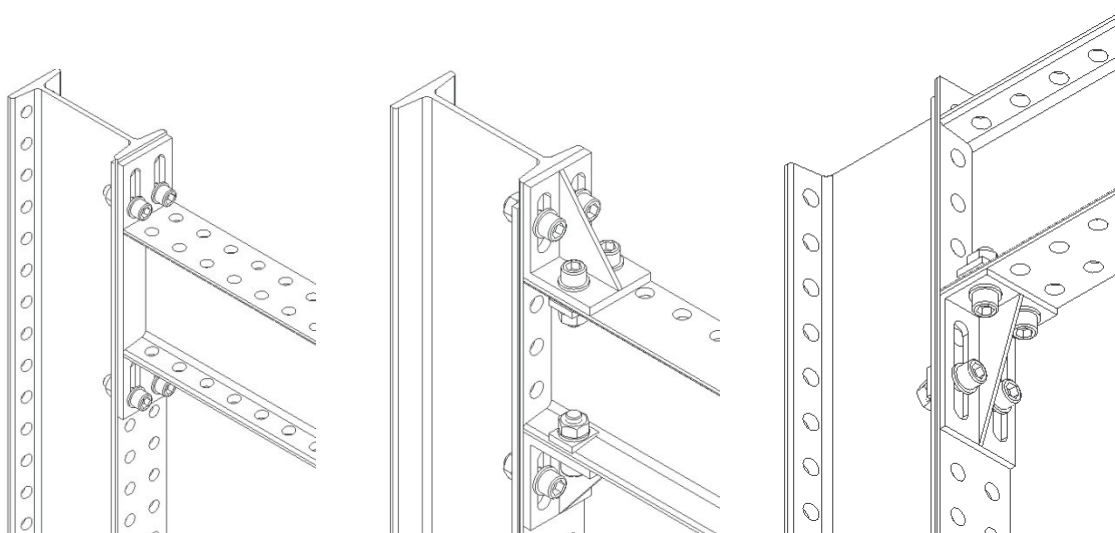
### 5.1.2 POSUVNÉ SPOJE PROFILŮ

V této kapitole je provedena hodnotová analýza pro výběr ideálního posuvného spoje nosníků. V úvahu připadají následující tři varianty, které umožňují posun nosníku ve vertikálním směru pomocí drážek.

varianta a)

varianta b)

varianta c)

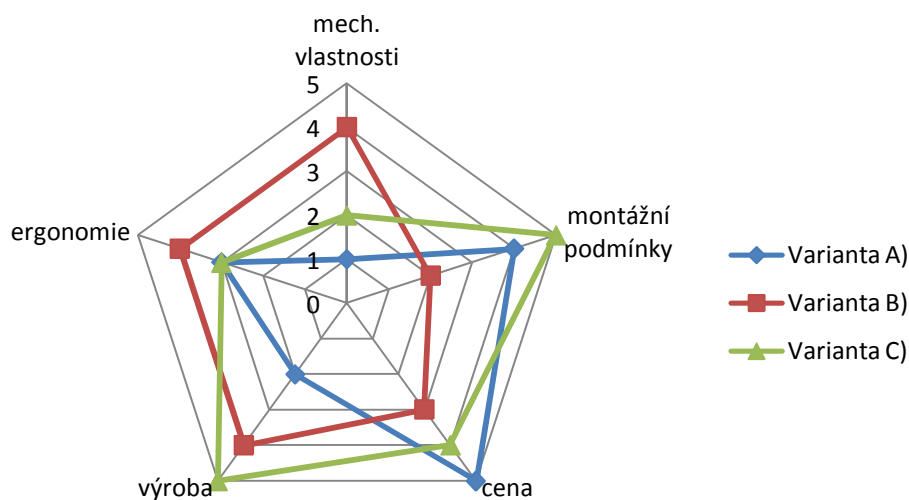


Obr.40 –Posuvné varianty ocelových nosníků

Varianta a) – spoj uskutečněn posouvající deskou, která je přivařena k příčnému nosníku, uchycení je zaručeno čtyřmi šrouby M12, pevnostní třídy 10.9.

Varianta b) – vazba složena ze dvou úhelníků, které podpírají nosník zespodu a svrchu (4xM12).

Varianta c) – vazba uskutečněna jedním velkým úhelníkem, který podpírá nosník ze spodu (2xM16).



Graf 1 – Hodnotová analýza posuvných spojů ocelových profilů

Z paprskového grafu hodnotové analýzy je zřejmé, že nejvhodnější možností je varianta C, která předčila jen o kousek variantu B. Na její stranu převážila především snadnější montáž a realizace výroby.

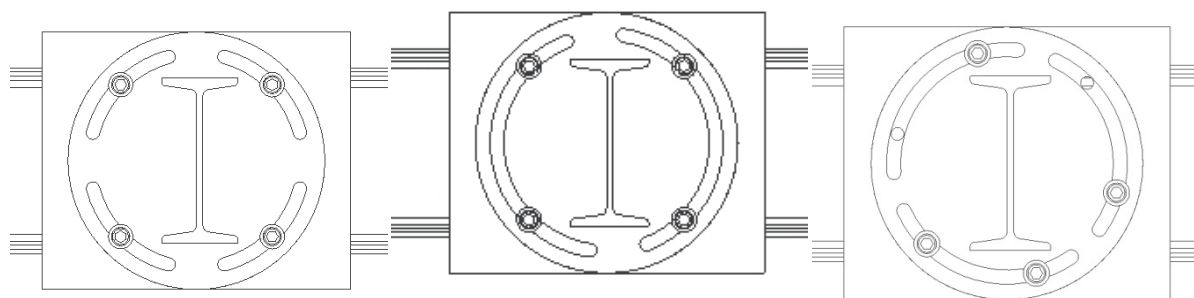
### 5.1.3 ROTAČNÍ DRÁŽKOVÝ SPOJ

Tento spoj má za úkol umožnit co nejjednodušší a přitom bezpečnou manipulaci nosníku kolem jeho osy a to v co největším možném rozpětí. Předpokládá se, že k aretaci prokluzu budou sloužit čtyři šroubové spoje, které musí být dimenzovány na zatížení tahovou a smykovou silou o velikosti 20kN.

varianta a) – čtyři drážky

varianta b) – dvě drážky

varianta c) – tři drážky



Obr.41 –Varianty rotačního uchycení nosníků

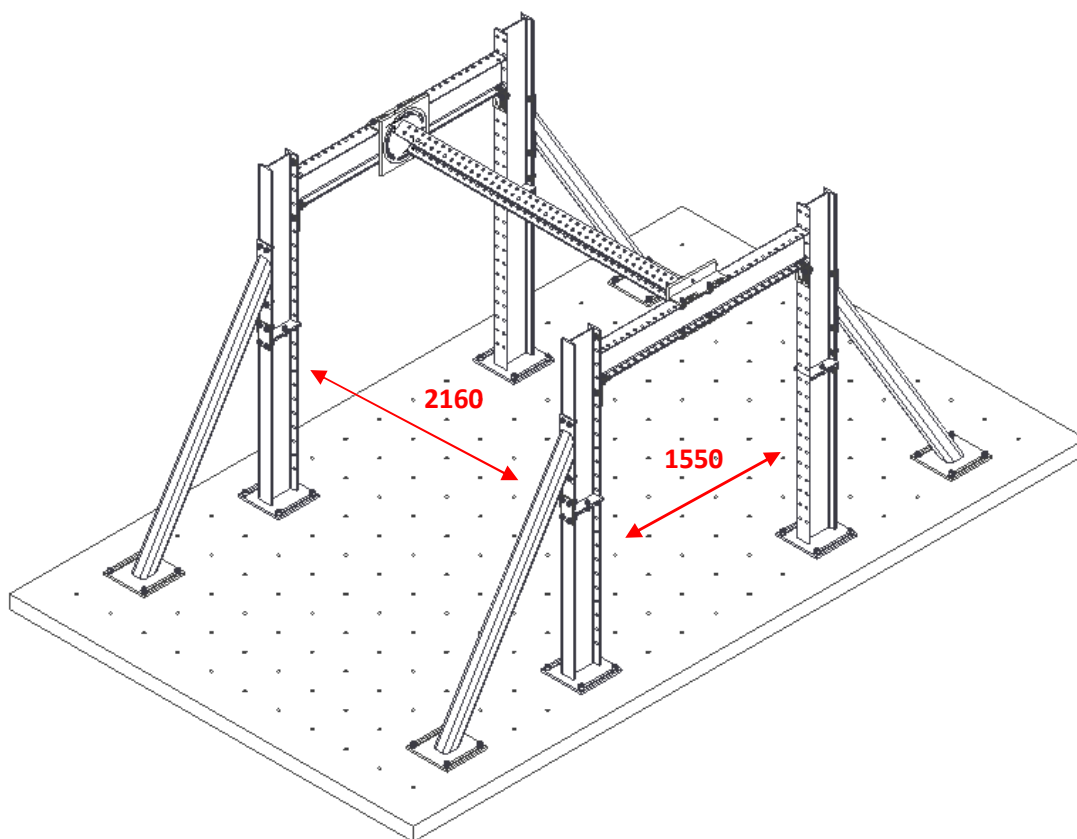
Z výše uvedených variant jsem zvolil variantu c, která je kompromisem varianty a, jejíž předností je pevnost a varianty b, jenž se vyznačuje větším úhlem otočení při demontáži dvou šroubových spojů. Varianta c umožňuje bez demontáže pootočení jen o 22,5° ale její hlavní předností je pootočení o 105 stupňů při nutnosti demontáže pouze jednoho šroubového spoje.

## 5.2 KONSTRUKCE SYSTÉMU

Navržená konstrukce se tedy skládá z prvků, které byly vybrány na základě hodnotových analýz v předchozí kapitole. Celý systém se bude skládat z ocelových profilů tvaru I, z kterých bude vytvořena varianta, kterou budou tvořit 4 svislé, 2 podélné a jeden příčný nosník. Je tak zajištěn posuv ve všech třech směrech a samozřejmě rotace kolem vlastní osy příčného nosníku.

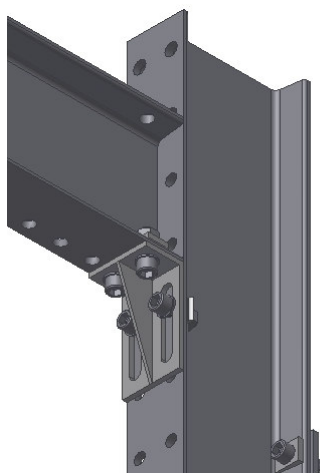
### 5.2.1 ROZMĚRY

Rozměry konstrukce jsou dimenzovány, aby jednotlivé nosníky byly umístěny v bezpečné vzdálenosti kolem vozu. Mechanický rámový systém je ukotven k podlaze, v níž jsou závitové otvory velikosti M20 s roztečí 250 mm. Velikost použitého profilu tvaru I se volí s ohledem na použité šroubové spoje. Pro spojení šroubovým spojem velikosti M16 je vhodný profil o výšce 200 mm, který bude tvořit všechny v konstrukci použité nosníky. Rozměry mezi jednotlivými vztyčnými nosníky jsou 1550 a 2160 mm. Jednotlivé vzpěry jsou umístěny ve výšce 1500 mm od podlahy pod úhlem 60° a jsou vytvořeny z tenkostěnného čtvercového průřezu o velikosti 100x100 mm a tloušťce 10 mm. Nosníky jsou vyrobeny z konstrukční oceli dle normy ČSN 11375, ocelové vzpěry jsou z oceli s označením 11503, která vykazuje vyšší pevnost.



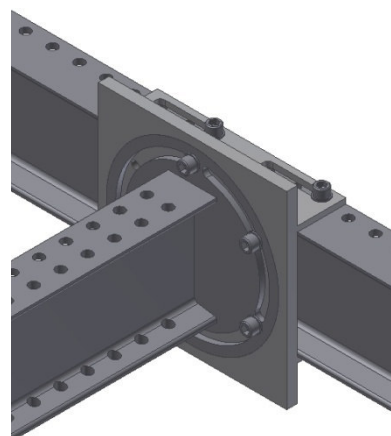
Obr. 42 – Konstrukční návrh + základní rozměry

## 5.2.2 ROZPĚTÍ A MONTÁŽ

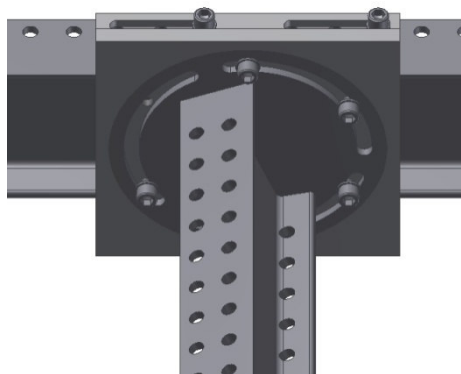


Obr. 43 –Princip svislého posuvu

**Vodorovný posuv** – Spoj realizován svařencem, který se pohybuje po ocelovém děrovaném nosníku opět pomocí drážek, které umožňují pohyb bez potřeby demontáže v rozpětí 100 mm. Svařenec je přichycen k nosníku čtyřmi šroubovými spoji velikosti M16, které je nutno při změně pozice demontovat.

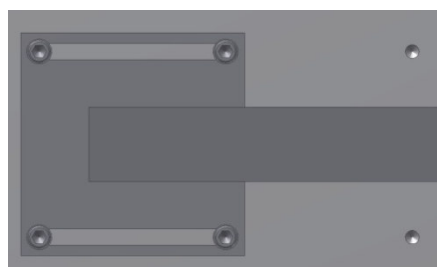


Obr. 44 –Princip vodorovného posuvu



Obr. 45 –Princip rotačního posuvu

**Rotační posuv** – rotace kolem osy příčného nosníku je zajištěna rotační deskou, která je vložena do svařence a přichycena opět čtyřmi šroubovými spoji M16, které zároveň zajišťují rotační vazbu proti prokluzu. Dle pevnostního výpočtu z kapitoly 6.2 budou stačit v tomto spoji 3 šroubové spoje M16 a je tak umožněno pootočení o 105 stupňů bez nutnosti demontáže při zachycení kroutícího momentu 2680 Nm.

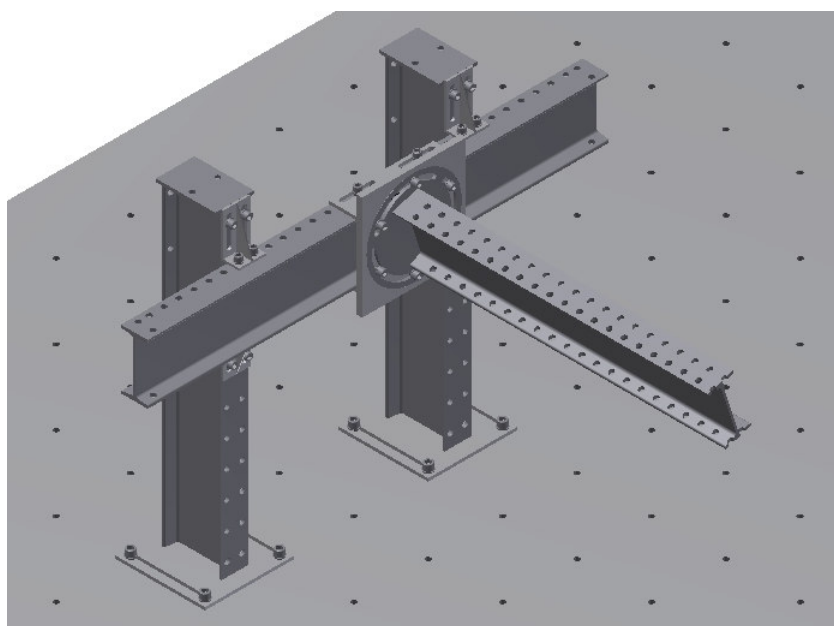


Obr. 46 –Princip ukotvení k podlaze

**Ukotvení a posuv po podlaze** – Konstrukce je uchycena k podlaze pomocí desek čtvercového rozměru 300x300 mm, které jsou k jednotlivým nosníkům přivařeny. Desky jsou připevněny k podlaze šroubovými spoji M20 a je možné při demontáži dvou šroubových spojů konstrukci posouvat v jednom směru pomocí drážek o 250 mm, což je rozteč jednotlivých závitových otvorů v podlaze.



Příklad přestavby konstrukce:



*Obr. 47 –Příklad přestavby konstrukce*

### **5.2.3 SOUČÁSTI SYSTÉMU**

Tabulka všech součástí, z kterých se navržená konstrukce skládá je umístěna v příloze. V tabulce jsou popsány rozměry a hmotnost jednotlivých prvků konstrukce.



## 6 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

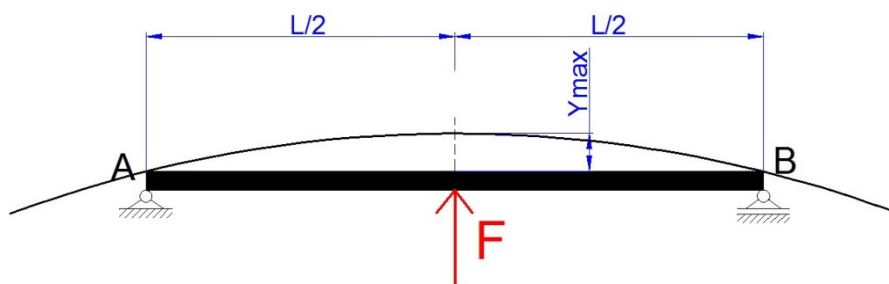
V této kapitole je uvedeno několik základních pevnostních výpočtů konstrukce a šroubových spojů.

### 6.1 VÝPOČTY NOSNÍKŮ

Mechanické vlastnosti nosníku, které závisí na jeho průřezu a zvoleném materiálu jsou stěžejními ukazateli pro jeho vhodné použití ke konstrukci. Při návrhu je potřeba se zabývat hodnotami skutečného napětí, které je v porovnání s mezním napětím vyjádřeno součinitelem bezpečnosti  $k$ . Důležitými parametry jsou také hodnoty průhybu a ohybu nosníků.

#### 6.1.1 PRŮHYB NOSNÍKU

Vyšetření průhybu příčného nosníku, který je na obrázku číslo 22 a 23 označen číslicí 3. Maximální průhyb tohoto nosníku bude při zatížení silou přesně uprostřed. Délku  $L$  volíme vzhledem k navržené konstrukci (kapitola 5.2.1)  $L = 2120$  mm. Budeme uvažovat zatížení, které simuluje například statické působení síly na střechu automobilu, kdy reakce od síly, která na střechu působí, ohýbá nosník dle obrázku 48.



Obr.48 –Schéma průhybu nosníku

Parametry nosníku použitého v konstrukci:

I 200/B ČSN 42 5550.0 – 11375.0

$L = 2120$  mm

$I_x = 2140$  cm<sup>4</sup>

$W_o = 214$  cm<sup>3</sup>

$E = 210000$  MPa

$\sigma_o^* = 110$  MPa

$k = 2$  [-]

Maximální ohybový moment:

$$M_{omax} = \frac{FL}{4} = 10600 \text{ Nm} \quad (1)$$

Maximální ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = 49,5 \text{ MPa} \quad (2)$$

Součinitel bezpečnosti:

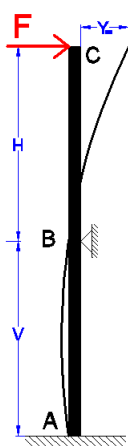
$$k = \frac{\sigma_o^*}{\sigma_o} = \frac{\sigma_o^*}{\sigma_o} = 2,21 \geq 2 \text{ [-]} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3)$$

Maximální průhyb nosníku:

$$Y_{max} = \frac{F \cdot L^3}{48EI} = 0,74 \text{ mm} \quad (4)$$

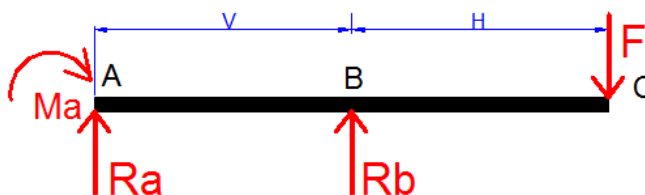
Výpočet nezahrnuje samotnou tíhu nosníku, která bude při tomto směru ohybu hodnotu průhybu nepatrně snižovat. Při opačném směru zatížení pak bude průhyb o tuto hodnotu větší. Součinitel bezpečnosti je zvolen  $k = 2$ , což je pro statické zatížení více než dostačující. Výsledné hodnoty, které vykazují velmi kladné hodnoty jsou závislé především na statických hodnotách pro osu ohybu, které jsou dány velikostí průřezu nosníku. Nutno podotknout, že profil I 200 byl zvolen, jak už bylo napsáno výše, pro potřebu použití šroubových spojů velikosti M16.

### 6.1.2 OHYB NOSNÍKU



Obr.49 – Schéma ohybu svislého nosníku

Jedná se o svislé nosníky z obrázku č. 22 – 1,2 a z obrázku číslo 23 odpovídá nosníkům číslo 1,2,4,5. U tohoto nosníku známe pouze zatěžující sílu, která v krajním případě může dosahovat maximální velikosti  $F = 20 \text{ kN}$ . V bodě B je umístěna podpěra, která má za úkol pohltit část deformací a zmírnit tak maximální hodnotu ohybu ( $Y_{\max}$ ) v bodě C. Jedná se tedy o staticky neurčitý nosník, k jehož řešení použijí metodu diferenciální rovnice průhybové čáry. K této situaci dochází, pokud na karoserii vozu budeme působit horizontální silou (například na páte dveře).



Obr.50 – Statické uvolnění svislého nosníku

Rovnice rovnováhy:

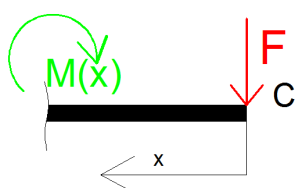
$$R_a + R_b - F = 0 \quad (5)$$

$$M_a - R_b V + F(H + V) = 0 \quad (6)$$

Výpočet reakce v bodě B metodou dif.rovnice průhybové čáry:

Pomocí integrace rovnice průhybové čáry zjistíme sklon a průhyb nosníku. Jednotlivé integrační konstanty spočítáme pomocí okrajových podmínek (například průhyb nad podporami  $A, B = 0$ ). Tento postup je potřeba provést pro každé pole nosníku (v tomto případě jsou pole dvě). Následující postup je uveden ve zkrácené formě – jsou uvedeny jen základní rovnice postupu. Postup byl ověřen počítačovými softwary MitCalc a Autodesk Inventor 2011.

Výpočet maximálního ohybu (bod C) metodou dif.rovnice průhybové čáry:



Obr.51 – Řez svislého nosníku 1

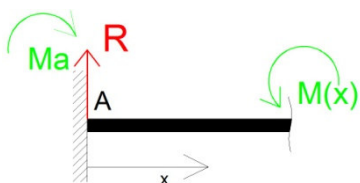
$$x \in [0, H]$$

$$M_1(x) = -Fx \quad (7)$$

$$w_1''(x) = \frac{1}{EI} (Fx) \quad (8)$$

$$w_1'(x) = \frac{1}{EI} (F \frac{x^2}{2} + C_1) \quad (9)$$

$$w_1(x) = \frac{1}{EI} (F \frac{x^3}{6} + C_1 x + C_2) \quad (10)$$



Obr.52 – Řez svislého nosníku 2

$$x \in \langle 0, V \rangle$$

$$M_2(x) = R_a x + M_a \quad (11)$$

$$w_2^{II}(x) = -\frac{1}{EI} (R_a x + M_a) \quad (12)$$

$$w_2^I(x) = -\frac{1}{EI} (R_a \frac{x^2}{2} + M_a x + C_3) \quad (13)$$

$$w_2(x) = -\frac{1}{EI} (R_a \frac{x^3}{6} + M_a \frac{x^2}{2} C_3 x + C_4) \quad (14)$$

$$\text{Okrajové podmínky: } w_2(0) = 0 \rightarrow C_4 = 0 \quad (15)$$

$$w_2^I(0) = 0 \rightarrow C_3 = 0 \quad (16)$$

$$w_1(H) = 0 \rightarrow F \frac{H^3}{6} + C_1 H + C_2 = 0 \quad (17)$$

$$w_2^I(V) = w_1^I(H) \rightarrow R_a \frac{V^2}{2} + M_a A = F \frac{H^2}{2} + C_1 \quad (18)$$

Z rovnic 17 a 18 vypočítáme integrační konstanty  $C_1$  a  $C_2$  a po dosazení do rovnice průhybu pro interval  $\langle 0, H \rangle$  číslo 10 získáme hodnotu průhybu v příslušné souřadnici. Maximální průhyb bude ve vzdálenosti  $X=0$ .

$$Y_{max} = w_1(0) = -\frac{H}{EI} (-F \frac{H^2}{6} - R_a \frac{V^2}{2} - M_a V + F \frac{H^2}{2}) \quad (19)$$

Maximální průhyb vyjádřený pouze v závislosti na vzdálenostech  $V$  a  $H$ :

$$Y_{max} = w_1(0) = -\frac{FH^2}{EI} (\frac{1}{3}H + \frac{1}{4}V) \quad (20)$$

#### Parametry nosníku použitého v konstrukci:

I 200/B ČSN 42 5550.0 – 11375.0

$F = 20 \text{ kN}$

$H = 0,42 \text{ m}$

$V = 1,5 \text{ m}$

$I_x = 2140 \text{ cm}^4$

$W_o = 214 \text{ cm}^3$

$E = 210000 \text{ MPa}$

$\sigma_o^* = 110 \text{ MPa}$

$$M_{omax} = 8400 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o = 39,25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o^* = 110 > \sigma_o = 39,25 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$y_{max} = 0,4 \text{ mm}$$

Pevnostní výpočet spodní části svislého nosníku (bez podpěry), viz obr. 47 - varianta v případě přestavby

I 200/B ČSN 42 5550.0 – 11375.0

$H = 0,946 \text{ m}$

- Platí stejné parametry jako v předchozím případě.

$$M_{omax} = 18920 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o = 88,41 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o^* = 110 > \sigma_o = 88,41 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$y_{max} = 1,26 \text{ mm}$$



Pevnostní výpočet ramena kolmého ke svislému nosníku, viz obr. 47 - varianta v případě přestavby

I 200/B ČSN 42 5550.0 – 11375.0

H = 1 m

$$M_{omax} = 20000 \text{ Nm}$$

$$\sigma_o = 93,46 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o^* = 110 > \sigma_o = 93,46 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$y_{max} = 1,48 \text{ mm}$$

## 6.2 VÝPOČET ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

Ve všech šroubových spojích s výjimkou uchycení k podlaze jsou použity šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem velikosti M16 pevnostní třídy 10.9 pro které platí:

D = 16 mm

R<sub>m</sub> = 1000 MPa

R<sub>p0.2</sub> = 900 MPa

### 6.2.1 ŠROUBOVÝ SPOJ ROTAČNÍ VAZBY

Parametry:

Zatěžující smyková síla  $F_C = 20000 \text{ N}$

Počet šroubů  $i = 3$

Součinitel bezpečnosti  $k = 1,3$

Součinitel tření  $f = 0,15$

Souč.tření hlavy šroubu a desky  $f_z = 0,18$

Stoupání závitu  $P_h = 1 \text{ mm}$

Vrcholový úhel závitu  $\alpha = 60^\circ$

Střední průměr závitu  $d_2 = 15,35 \text{ mm}$

Malý průměr závitu  $d_3 = 14,773 \text{ mm}$

$$\text{Třecí síla každého spoje: } F_T = \frac{F_C}{i} = 6667 \text{ N} \quad (21)$$

$$\text{Síla předpětí každého spoje: } F_Q = \frac{F_T}{f} k = 57778 \text{ N} \quad (22)$$

$$\text{Úhel stoupání: } \gamma = \arctan \frac{P_h}{\pi d_2} = 1,19^\circ \quad (23)$$

$$\text{Třecí úhel: } \varphi'_z = \arctan \frac{f_z}{\cos(\frac{\alpha}{2})} = 11,74^\circ \quad (24)$$

$$\text{Utahovací moment každého spoje: } M_u = \frac{3}{4} d_2 F_Q \tan(\gamma + \varphi'_z) = 152,7 \text{ Nm} \quad (25)$$



Protože je šroubový spoj namáhán příčnou silou a předpokládá se přenos zatížení pouze třením, bude šroub namáhán tahem silou předpětí  $F_Q$  a během montáže i krutem vyvozeným odporovým momentem v závitu.

$$\text{Odporový moment v závitu: } M_{ZU} = \frac{F_Q}{2} d_2 \tan(\gamma + \varphi'_z) = 101,8 \text{ Nm} \quad (26)$$

$$\text{Tahové napětí v závitu: } \sigma_t = \frac{F_Q}{S_3} = \frac{4F_Q}{\pi d_3^2} = 337,1 \text{ MPa} \quad (27)$$

$$\text{Napětí v krutu: } \tau_k = \frac{M_{ZU}}{W_{k3}} = \frac{16M_{ZU}}{\pi d_3^3} = 160,8 \text{ MPa} \quad (28)$$

$$\text{Ekvivalentní napětí v nosném průřezu: } \sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_k^2} = 437 \text{ MPa} \quad (29)$$

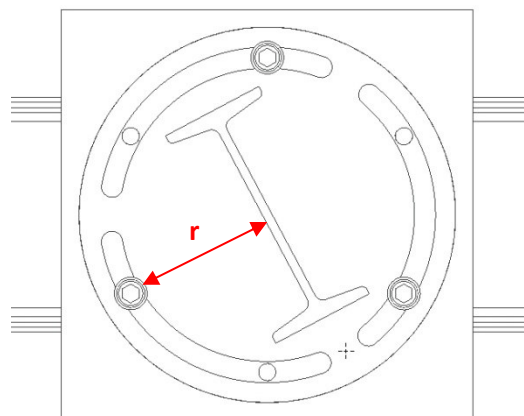
$$R_{p0.2} = 900 \text{ MPa} > \sigma_e = 437 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Pro rotační vazbu je tedy dostačující použití tří šroubových spojů M16 a tím docílení plynulého pohybu bez nutnosti demontáže šroubů až o 105 stupňů.

Výpočet kroutícího momentu, který je vazba schopná zachytit:

$$r = 134 \text{ mm}$$

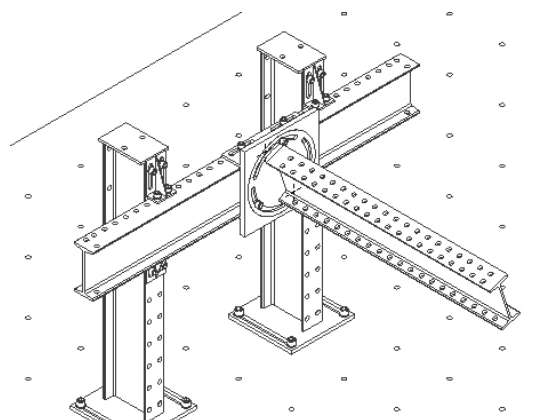
$$M_k = 3F_T r = 2680 \text{ Nm}$$



Obr.53 – Rotační vazba se třemi šroubovými spoji

#### Varianta sestavy s ramenem (obr.54)

Za předpokladu působení síly na kraji ramena o velikosti  $F = 20 \text{ kN}$  a délky ramena  $L = 1 \text{ m}$ , je v tomto provedení potřeba k zachycení ohybového momentu ( $M_{\text{omax}} = 20 \text{ kNm}$ ) v rotační vazbě podle obrázku číslo 53 užití 6 šroubových spojů M16 utažených utahovacím momentem  $M_u = 106 \text{ Nm}$ .



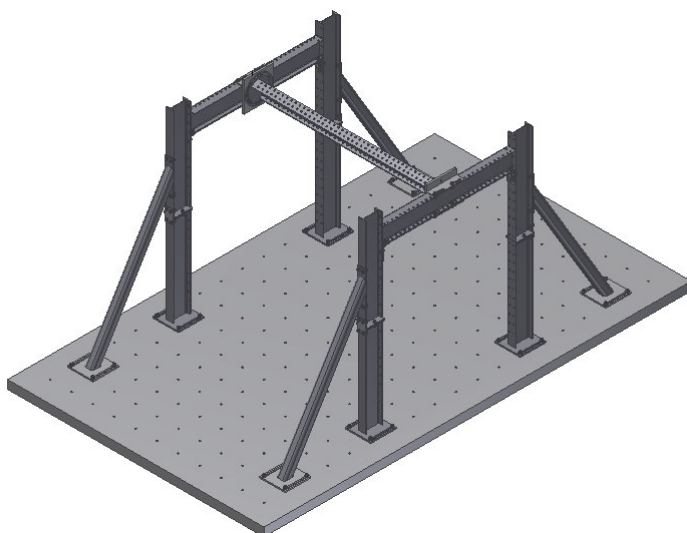
Obr.54 – Varianta sestavy s ramenem

## 7 ZÁVĚR

V práci bylo vytvořeno a popsáno několik konceptů realizace konstrukce pro mechanické statické zkoušky karoserie a vytvořen konstrukční návrh mechanického systému. Z několika variant byl pro konstrukci vybrán systém se čtyřmi svislými nosníky, který umožňuje pohyb ve všech směrech a tím dostatečné rozměrové rozpětí. Pro tento typ je vhodnější použít profily z konstrukční oceli, která vykazuje oproti profilu ze slitin hliníku lepší mechanické vlastnosti – až pětikrát menší hodnotu průhybu a ohybu, a také představuje přijatelnější pořizovací cenu, kdy jeden metr profilu tvaru I 200 z konstrukční oceli 11 375 lze pořídit až o 3000 Kč levněji než profil ze slitin hliníku. Tyto vlastnosti převážily snadnou montáž, velkou variabilitu a lehkost přestavby hliníkových profilů.

Ve spojích, které musí zaručit svislý pohyb sestavy byly vybrány úhelníky, které pomocí drážek umožňují krátký pohyb (90 mm) bez nutnosti demontáže šroubových spojů, kterými jsou k nosníkům připevněny. Při nutnosti delšího posuvu je potřeba demontovat na každém úhelníku 2 šroubové spoje M16 (celkem tedy 8), což je jednoznačně náročnější než v případě užití zmíněných profilů z hliníkových slitin, jenž umožňují plynulý posuv pomocí podélných drážek. Výhodou úhelníkového spoje je jednoduchost, lepší adaptabilita na výrobní nepřesnosti a nepatrné pohlčení deformace spojených nosníků. Pro umožnění rotace kolem osy se jako nejvhodnější možnost ukázala varianta rotační desky se třemi drážkami jejichž rozpětí je  $105^\circ$ . Tento typ vazby zachytí kroutící moment 2680 Nm a zajišťuje kromě prokluzu také vylomení nosníku z uložení vytvořeného ve svařenci pro tuto desku. Prostřednictvím tohoto svařence se nosník pohybuje ve vodorovném směru. Nutno podotknout, že zvolení vhodné konstrukční varianty bylo provedeno na základě hodnotových analýz, ve kterých se projevil i autorův subjektivní pohled, ačkoliv se snažil posuzovat jednotlivá kritéria maximálně objektivně.

Celková cena konstrukce byla vyčíslena k 15.5.2012 na přibližně 43 000 Kč, což se mi zdá přijatelné. Cena stejného systému sestaveného z nosníků hliníkových slitin by byla přibližně dvakrát vyšší.



Obr.55 – Navržená konstrukce pro mechanické zkoušky karoserie



## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Vlk,F.: Karosérie motorových vozidel. 1.vydání Brno, Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. 243 s. ISBN 80-238-5277-9
- [2] Vlk,F.: Zkoušení a diagnostika motorových vozidel.1.vydání Brno, Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2001. 576 s. ISBN 80-238-6573-0
- [3] Milan Apetaur, Petr Šimon : Basic Mechanics of Car-Body Design, ČVUT Praha 2010. 312 s.
- [4] Milan Apetaur, Miroslav Hanke, Zdeněk Kejval, Milan Rost : Karosérie. Ediční středisko ČVUT Praha 1985. 150 s.
- [5] Zkoušky Euro NCAP [online]. [citováno 2012-02-19]. Dostupné z WWW: <<http://www.euroncap.com/testprocedures.aspx>>
- [6] Technické údaje vozidel Škoda Auto a.s. [online]. [citováno] 2012-03-02]. Dostupné z WWW: <http://www.skoda-auto.cz/CZE/model/newoctavia/facts/Pages/dimensions.aspx>
- [7] Doc.Ing. Vladimír Švec, CSc : Části a mechanismy strojů příklady, ČVUT Praha 2003. 121 s. ISBN 80-01-02157-2
- [8] Prof.Ing.Lubomír Pešík, CSc : Části strojů, 1.díl, TU v Liberci 2010. 226 s.ISBN 978-80-7372-573-0
- [9] Jan Leinveber – Pavel Vávra : Strojnické tabulky.4.vydání, ALBRA – pedagogické nakladatelství, Úvaly 2008. 913 s. ISBN 978-80-7361-051-7



## Seznam obrázků

Obr. 1 –Příklad systému pro mechanické zkoušky [1]	10
Obr. 2 –Podvozková karoserie [1]	12
Obr. 3 – Polonosná karoserie [1]	12
Obr. 4 – Samonosná karoserie [1]	12
Obr. 5 – Znázornění použití ocelí s odlišnou mezí kluzu $R_{p0.2}$ při stavbě karoserie [3]	14
Obr.6 – Struktura vozidla Volkswagen Polo (1999) [1]	15
Obr.7 – Schéma vertikálního zatížení [4]	16
Obr.8 – Vertikální průhyb při statické zkoušce [4]	16
Obr.9 – Schéma zatížení krutem [4]	17
Obr.10 – Měření krutové tuhosti [4]	17
Obr.11 – Koncepce pro simulování provozního zatížení automobilu A [2]	18
Obr.12 – Koncepce pro simulování provozního zatížení automobilu B [2]	19
Obr.13 – Koncepce pro simulování provozního zatížení automobilu C [2]	19
Obr.14 – Koncepce pro simulování provozního zatížení automobilu D [2]	19
Obr.15 –Schématické znázornění 12 kanálového servohydraulického zk. životností karoserií	20
Obr.16 – Zkouška čelního nárazu vozu Euro NCAP [5]	21
Obr.17 – Zkouška bočního nárazu vozu Euro NCAP [5]	22
Obr.18 – Zkouška bočního nárazu na sloupek vozu Euro NCAP [5]	22
Obr.19 – Zkouška střetu s chodcem Euro NCAP [5]	23
Obr.20 – Logo společnosti Euro NCAP [5]	23
Obr.21 –Rozměry Škoda Octavia II RS [6]	24
Obr.22 –Koncept mechanického rámu „2 Nohy“ se vzpěrami	25
Obr.23 –Koncept mechanického rámu „4 - Nohy“ se vzpěrami	26
Obr.24 –Příklad přestavby „4 – Nohé“ konstrukce	26
Obr.25 – Alu profil 120 x 120 mm	27
Obr.26 –Průhyb vodorovného nosníku	27
Obr.27 – Svislý nosník s podpěrou	28
Obr.28 –Průřez ocelových profilů I a IPE	29
Obr.29 –Řez AL profilu se spojem T-matice + šroub M12	30
Obr.30 –Úhelníkový spoj	31
Obr.31 –2 x Úhelníkový spoj AL	31
Obr.32 –Úhelníkový drážkový spoj pro ocel.profilu průřezu I	31
Obr.33 –Spoj svařenec tvaru U	32
Obr.34 –Šroubový spoj	32
Obr.35 –Rotační spoj nosníků: varianta – čelisti	32
Obr.36 –Rotační spoj nosníků: varianta – destičky	33
Obr.37 –Rotační spoj nosníků: varianta – „brzdy“	33
Obr.38 –Rotační spoj nosníků: varianta –drážky	34
Obr.39 –Rotační spoj nosníků - drážkové varianty	34
Obr.40 –Posuvné varianty ocelových nosníků	36
Obr.41 –Varianty rotačního uchycení nosníků	37
Obr.42 – Konstrukční návrh + základní rozměry	38
Obr.43 –Princip svislého posuvu	39
Obr.44 –Princip vodorovného posuvu	39
Obr.45 –Princip rotačního posuvu	39
Obr.46 –Princip ukotvení k podlaze	39
Obr.47 –Příklad přestavby konstrukce	40
Obr.48 –Schéma průhybu nosníku	41





Obr.49 –Schéma ohybu svislého nosníku.....	42
Obr.50 –Statické uvolnění svislého nosníku.....	42
Obr.51 –Řez svislého nosníku 1 .....	42
Obr.52 –Řez svislého nosníku 2 .....	43
Obr.53 – Rotační vazba se třemi šroubovými spoji.....	45
Obr.54 – Varianta sestavy s ramenem.....	45
Obr.55 – Navržená konstrukce pro mechanické zkoušky karoserie .....	46

## Seznam tabulek

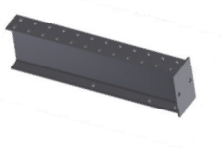
Tabulka č.1 – Rozměry vybraných modelů vozů Škoda.....	24
Tabulka č.2 – Hodnoty průhybu vodorovného nosníku ze slitiny hliníku.....	28
Tabulka č.3 – Hodnoty ohybu svislého nosníku ze slitiny hliníku.....	28
Tabulka č.4 – Srovnání hodnot průhybu nosníku některých ocelových profilů .....	29
Tabulka č.6 -Hodnotová analýza profilů.....	35
Tabulka č.7 -Srovnání cen vybraných profilů k 22.4.2012.....	36

## Seznam příloh






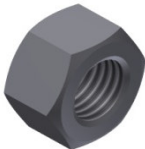
P1: Tabulka součástí sestavy	
P2: Výkresy:	KVM-BP-281-01
	KVM-BP-281-02
	KVM-BP-281-03
	KVM-BP-281-04
	KVM-BP-281-05
	KVM-BP-281-06
	KVM-BP-281-07



## P1: TABULKA SOUČÁSTÍ SESTAVY

No.	součást	popis	rozměry [mm]	hmotnost [kg]
01		Profil I 200 (materiál ČSN 11375), na koncích ocelové spojovací desky (ČSN 11523)	profil: 200x90x1070 desky: 300x300x15 200x130x10	40,5
02		Profil I 200 (ČSN 11375), na konci spojovací deska (ČSN 11523)	profil: 200x90x1070 deska: 200x130x10	30
03		Vzpěra - čtvercový tenkostěnný uzavřený profil (ČSN 11503), na koncích spojovací desky	profil: 100x186x10 desky: 300x300x15 100x405x8	60,2
04		Profil I 200 (ČSN 11 375)	profil: 200x90x1550	40,6
05		Profil I200 (ČSN 11 375), na koncích rotační desky (ČSN 11523)	profil: 200x90x2120 desky: Ø 320 x 10	68,1
06		Profil I 200 (ČSN 11 375), na konci rotační deska (ČSN 11523)	profil: 20x90x1000 deska: Ø 320 x 10	33,2
07		Svařenec - úhelník (ČSN 11523)	149x60x151	1



08		Svařenec pro rotační uchycení (ČSN 11523)	350x350x110	17
09		Spojovací deska (ČSN 11523)	90x155x8	0,9
10		Šroub s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem (ČSN EN ISO 4762)	ISO 4762 M16, M20 pevnostní třída 10.9	-
11		Podložka pro šrouby s válcovou hlavou (ČSN EN ISO 7092)	ISO 7092 pro šrouby M16 a M20	-
12		Klínová podložka	DIN 435 pro šrouby M16	-
13		Šestihranná matice	ISO 4032 M16 pevnostní třída 10	-